

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Řetězový dopravník

Chain conveyor

Student:

Bc. Lukáš Michel

Vedoucí diplomové práce

doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Ostrava 2017

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lukáš Michel**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Řetězový dopravník**
Chain Conveyor
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte příčný řetězový dopravník vlečnicku na studené straně válcovací stolice. Sochor o rozměru 180x180-12000 [mm] a hmotnosti 3000 [kg] je přepravován na vzdálenost 10 [m]. Doba setrvání sochoru na dopravníku je 6 [s]. Výkon motoru dopravníku je 15 [kW]. Nakreslete sestavu dopravníku, výrobní dokumentaci nosného dopravního řetězu, dílenské výkresy hnacího hřídele a řetězového kola.

Seznam doporučené odborné literatury:


BOLEK, A., KOCHMAN, J. a kol. *Části strojů I,II*. Praha: SNTL, 1989. 776s. ISBN 80-03-0046-7.
MARTÍNEK, P. *Transportní zařízení*. Skripta. Ostrava: VŠB-TUO, 1993, 109 s., ISBN 80-7078-165-3.
MORAVEC, V., HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 72 s. ISBN 978-80-248-0878-9.
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vydání. Skripta. Ostrava: VŠB-TUO, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
SHIGLEY, J., E., MISCHKE CH., R., BUDYNAS R., G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
Hlavní katalog SKF, popř. ZKL.


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Mistopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě12.5.2017.....

.....*Michal*.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 11/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :12.5.2017.....

.....*Lukáš Michel*.....

Podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Lukáš Michel

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Kolářská 9, 746 01, Opava

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

MICHEL, L.: *Řetězový dopravník, Diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2017, 59 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem řetězového dopravníku pro hutní průmysl. Zařízení je určeno pro příčnou přepravu sochoru mezi paralelními válečkovými tratěmi středojemné válcovny. Samotnému návrhu zařízení předchází průzkum oblastí použití řetězových dopravníků ve strojírenské výrobě a možností nosných řetězů pro dopravníky. Obsahem práce je řešení metody dopravy, výběr metody pro realizaci zdvihu sochoru a konstrukční návrh nosného řetězu. Řetěz je veden po kolejnicích pevného rámu. Pro pohon řetězů je použit elektromotor s převodovkou. V práci je proveden silový rozbor namáhání celého stroje i jeho jednotlivých částí. Pro nejvíce kritické součásti zařízení byly provedeny pevnostní výpočty.

ANOTATION OF BACHELOR THESIS

MICHEL, L.: *Chain conveyor, Master's thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechanical Parts and Mechanisms, 2017, 59 p. Thesis Head: doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

This master's thesis is concerned with the designing of the chain conveyor for the metallurgical industry. The device is designed for transverse transport of crowbar between a parallel roller tracks in the Medium and fine section mill. The device design is preceded by a survey of application areas of chain conveyors in engineering production and the possibility of transportation chains for conveyors. The content of the thesis is the solution of a transportation method, the selection of a method for the realization of the lifting of the crowbar and the structural design of the carrier chain. The chain is guided along the rails of a rigid frame. A gearmotor is used to drive the chains. In the work a force analysis of the whole machine loads and its individual parts are made. For the most critical parts of the device, strength calculations were performed.

Obsah

1.	Úvod	1
1.1	Cíle diplomové práce	1
2.	Rešerše řetězových dopravníků	2
2.1	Řetězový dopravník 500 výrobce Strand	2
2.2	Řetězový dopravník 4333 výrobce TMT	3
2.3	Řetězový dopravník pro provoz středojemné válcovny výrobce Ždas	4
2.4	Nosný řetěz Donghua P500	5
2.5	Nosný řetěz Tsubaki RFD	6
3.	Vlastní návrh konstrukce a popis jednotlivých částí	7
3.1	Uspořádání řetězových dopravníků pro hutní průmysl	8
3.2	Vedení řetězu	9
3.3	Nosný řetěz dopravníku	10
3.4	Pohon řetězů	12
3.5	Vratné řetězové kolo	15
3.6	Zdvižné zařízení pro zvedání natáčecích ramen	16
4.	Návrh pohonu řetězů	18
5.	Návrh a kontrola prvků pohonu řetězů	26
6.	Návrh nosného řetězu	34
7.	Kontrola osy vratného řetězového kola	40
8.	Návrh pohonu zdvihu	43
9.	Návrh a kontrola prvků zdvihů ramen	49
10.	Závěr	56

Seznam použitého označení

a_k	Velikost sražení podélných hran tangenciálních klínů	[mm]
a_{min}	Minimální délka kontaktu dříku lícovaného šroubu a kotoučů spojky	[mm]
a_R	Tečné rozběhové zrychlení řetězu	$[m \cdot s^{-2}]$
b_k	Celková šířka tangenciálních klínů	[mm]
b_p	Délka drážek přílozek čepu řetězu	[mm]
d	Jmenovitý průměr závitu šroubu	[mm]
d_0	Průměr díry podložky	[mm]
d_{1s}	Vnější průměr trubky kotoučové spojky	[mm]
d_{1V}	Průměr osy vratného řetězového kola pro axiálně vodivé ložisko	[mm]
d_2	Střední průměr závitů šroubu	[mm]
d_{2h}	Průměr válcového konce hnací hřídele pohonu řetězů	[mm]
d_{2s}	Roztečný průměr lícovaných šroubů kotoučové spojky	[mm]
d_{2V}	Průměr osy pro vratné řetězové kolo	[mm]
d_{2z}	Průměr válcového konce hřídele pohonu zdvihu	[mm]
d_3	Malý průměr závitů šroubu	[mm]
d_{3V}	Průměr osy vratného řetězového kola pro axiálně volné ložisko	[mm]
d_{5s}	Průměr středícího osazení kotoučové spojky	[mm]
d_{ξ}	Průměr čepů řetězu	[mm]
d_B	Průměr osazení pouzder v bočnicích řetězu	[mm]
d_h	Průměr hnací hřídele pohonu řetězů	[mm]
d_{hp}	Průměr výstupního hřídele převodovky	[mm]
d_{hs}	Průměr hnací hřídele pro kotoučovou spojku	[mm]
d_n	Průměr lícovaného dříku šroubu kotoučové spojky	[mm]
d_p	Vnější průměr pouzder řetězu	[mm]

d_s	Průměr hřídele pohonu zdvihu pro svěrný spoj	[mm]
d_z	Průměr hřídele pohonu zdvihu	[mm]
e_R	Rameno valivého odporu	[m]
f_B	Provozní součinitel zvoleného pohonu	[-]
f_{B1}	Faktor vlivu okolí	[-]
f_{B2}	Faktor zatížení stroje	[-]
f_{Bd}	Faktor provozu stroje	[-]
f_{BC}	Celkový provozní faktor zvolené kombinace pohonu	[-]
f_M	Součinitel smykového tření pod maticí	[-]
f_s	Součinitel smykového tření ve svěrném spoji	[-]
f_z	Součinitel smykového tření v závitech šroubu	[-]
h	Zdvih sochoru natáčením ramen v krajní poloze	[mm]
h_k	Výška tangenciálních klínů	[mm]
i_L	Počet lícovaných šroubů kotoučové spojky	[-]
$i_{p, SK}$	Skutečný převodový poměr zvolené převodovky	[-]
i_s	Počet šroubů děleného náboje svěrného spoje	[-]
k_{SB}	Součinitel statické bezpečnosti bočnice řetězu	[-]
k_{Sh}	Součinitel statické bezpečnosti hnací hřídele	[-]
$k_{Sš}$	Součinitel statické bezpečnosti šroubů svěrného spoje	[-]
k_{Sx}	Součinitel statické bezpečnosti v kritických průřezích osy	[-]
k_{Sz}	Součinitel statické bezpečnosti hřídele zdvihu	[-]
k_t	Bezpečnost třecí vazby proti prokluzu	[-]

l_1	Délka hnací páky čtyřkloubového mechanismu	[mm]
l_2	Délka hnací těhlice čtyřkloubového mechanismu	[mm]
l_{2s}	Délka kotoučů hřídelové spojky	[mm]
l_3	Délka hnaného ramene čtyřkloubového mechanismu	[mm]
l_{hp}	Délka výstupního hřídele převodovky	[mm]
l_k	Délka tangenciálních klínů	[mm]
l_n	Délka náboje svěrného spoje	[mm]
l_s	Délka sochoru	[m]
$m_{1\dot{R}}$	Hmotnost jednoho metru řetězu	[kg]
$m_{\dot{C}L}$	Hmotnost jednoho článku řetězu	[kg]
m_M	Hmotnost elektromotoru včetně brzdy	[kg]
m_{pos}	Celková hmotnost posouvajících členů	[kg]
$m_{P\dot{R}}$	Hmotnost převodovky pohonu	[kg]
m_R	Celková hmotnost ramene zdvihu	[kg]
$m_{\dot{R}}$	Hmotnost celého řetězu	[kg]
m_S	Hmotnost sochoru	[kg]
n_2	Otáčky na výstupu z převodovky pohonu řetězů	$[\text{min}^{-1}]$
n_{2t}	Předběžné otáčky na výstupu z převodovky	$[\text{min}^{-1}]$
n_3	Otáčky na výstupu z převodovky pohonu zdvihu	$[\text{min}^{-1}]$
n_4	Otáčky páky čtyřkloubového mechanismu	$[\text{min}^{-1}]$
n_M	Otáčky elektromotoru	$[\text{min}^{-1}]$
n_R	Otáčky rolny při odvalování řetězu	$[\text{min}^{-1}]$
p_{CB}	Otlačení v kontaktu čepu a vnější bočnice	[MPa]
p_{D1}	Dovolené otlačení materiálu kotoučů spojky	[MPa]

p_{D2}	Dovolené otláčení materiálu hnací hřídele	[MPa]
p_{D3}	Dovolené otláčení materiálu pouzder řetězu	[MPa]
p_{D4}	Dovolené otláčení materiálu bočnic vnitřního článku řetězu	[MPa]
p_{D5}	Dovolené otláčení materiálu přílozek čepů řetězu	[MPa]
p_{D6}	Dovolené otláčení materiálu náboje svěrného spoje	[MPa]
p_k	Otláčení hřídele tangenciálními klíny	[MPa]
p_L	Otláčení kotoučů spojky lícovanými šrouby	[MPa]
$p_{P, \max}$	Maximální kontaktní tlak mezi příložkou a čepem řetězu	[MPa]
p_{PB}	Otláčení v kontaktu pouzdra a vnitřní bočnice	[MPa]
p_{PR}	Střední měrný tlak v kontaktu pouzdra a rolny	[MPa]
$p_{\check{R}}$	Rozteč nosného řetězu dopravníku	[mm]
r_k	Poloměr zaoblení drážky pro tangenciální klíny	[mm]
s_K	Rozměr klíče na matici	[mm]
s_P	Tloušťka příložky proti pootočení čepu	[mm]
t	Doba přepravy sochoru	[s]
t_{B1}	Tloušťka bočnic vnějšího článku řetězu	[mm]
t_{B2}	Tloušťka bočnic vnitřního článku řetězu	[mm]
t_{po}	Maximální okolní teplota	[°C]
t_R	Čas rozběhu pohonu řetězů	[s]
t_z	Doba zdvihu ramen	[s]
$v_{\check{R}}$	Obvodová rychlost řetězového kola	[m·s ⁻¹]
$\Delta v_{\check{R}}$	Tolerance obvodové rychlosti řetězového kola	[%]
v_S	Rychlost pohybu sochoru	[m·s ⁻¹]

x_F	Vzdálenost silové dvojce působící na příložku čepu řetězu	[mm]
x_S	Vzdálenost sochoru v krajní poloze od otočného kloubu ramene	[mm]
x_T	Vzdálenost těžiště ramene od otočného kloubu	[mm]
y	Průhyb volné větve řetězu	[mm]
z_1	Počet zubů řetězového kola	[-]
A_0	Počet článků řetězu na kolejnicích	[-]
A_k	Vzdálenost mezi kladkami ve volné větvi řetězu	[mm]
$A_{\check{R}}$	Počet článků nosného řetězu	[-]
B_1, B_2	Dílčí šířky kritického průřezu bočnice řetězu	[mm]
B_D	Šířka mazacích drážek v rolně	[mm]
B_{KR}	Celková šířka kritického průřezu bočnic řetězu	[mm]
B_O	Šířka náboje vratného řetězového kola	[mm]
B_S	Tloušťka přírub kotoučové spojky	[mm]
B_V	Vnitřní šířka vnějšího článku řetězu	[mm]
D_M	Střední průměr kontaktní plochy podložky a matice	[mm]
D_R	Vnější průměr rolny řetězu	[mm]
$D_{\check{R}}$	Roztečný průměr řetězového kola	[mm]
D_s	Průměr kotoučů hřídelové spojky	[mm]
$E_{k, pos}$	Kinetická energie posouvajících členů	[J]
$E_{k, rot}$	Kinetická energie redukováných rotačních členů	[J]
ED_T	Poměrné časové zatížení stroje	[%]

F_0	Osová síla ve šroubu	[N]
F_C	Střížná síla působící na jeden lícovaný šroub	[N]
F_{CL}	Celková tečná síla na roztečném průměru lícovaných šroubů	[N]
F_k	Tečná síla působící na jeden spoj tangenciálními klíny	[N]
F_{kC}	Celková tečná síla působící na tangenciální klíny	[N]
F_m	Odstředivá složka síly v řetězu	[N]
F_n	Normálová síla pro výpočet valivého odporu	[N]
F_o	Valivý odpor	[N]
F_{oC}	Celkový valivý odpor řetězu	[N]
F_{oR}	Valivý odpor jedné rolny zatížené tíhou řetězu	[N]
F_{oS}	Valivý odpor jedné rolny zatížené tíhou sochoru	[N]
F_p	Tahová složka síly od průhybu volné větve řetězu	[N]
$F_{PŘ}$	Tečná síla působící na příložku čepu řetězu	[N]
F_R	Celková radiální síla působící na rolnu	[N]
F_{R1}	Zatížení jedné rolny od tíhy řetězu	[N]
$F_{Ř}$	Celková tahová síla v řetězu	[N]
F_S	Zatížení jedné rolny tíhou sochoru	[N]
F_t	Tahová složka síly v řetězu	[N]
F_{th}	Tečná síla na hnací hřídeli	[N]
H_V	Svislá vzdálenost mezi podporami čtyřkloubového mechanismu	[mm]
I_{CELK}	Celkový hmotový moment setrvačnosti na výstupu z převodovky	[kg·m ²]
I_H	Hmotový moment setrvačnosti hnací hřídele	[kg·m ²]
I_{RED}	Redukovaný hmotový moment setrvačnosti řetězů a sochoru na hnací hřídel	[kg·m ²]
$I_{ŘK}$	Hmotový moment setrvačnosti hnacího řetězového kola	[kg·m ²]

I_s	Hmotový moment setrvačnosti spojky na hnací hřídeli	$[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$
K_k	Úkos tangenciálních klínů	$[-]$
L	Vzdálenost přepravy sochoru	$[\text{m}]$
L_o	Vzdálenost mezi podporami osy vratného řetězového kola	$[\text{mm}]$
L_v	Vodorovná vzdálenost mezi podporami čtyřkloubového mechanismu	$[\text{mm}]$
M_{2n}	Nominální moment na výstupu z převodovky pohonu řetězů	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
M_{2z}	Záběrový moment na výstupu z převodovky pohonu řetězů	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
M_{3n}	Nominální moment na výstupu z převodovky pohonu zdvihu	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
M_{3z}	Záběrový moment na výstupu z převodovky pohonu zdvihu	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
M_A	Záběrový moment elektromotoru	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
M_B	Brzdny moment na elektromotoru	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
$M_{\check{c}}$	Krouticí moment na čepu řetězu	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
M_{DYN}	Celkový rozběhový moment pohonu řetězů	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
M_{kh}	Krouticí moment na hnací hřídeli	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
M_{kp}	Krouticí moment na jednu příložku čepu řetězu	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
M_{kz}	Krouticí moment na hřídeli zdvihu	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
M_M	Krouticí moment elektromotoru	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
M_{ox}	Ohybový moment na ose vratného řetězového kola	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
$M_{p, \max}$	Maximální krouticí moment na páce zdvihu v pracovním rozsahu	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
M_R	Krouticí moment od zátěže na rameni zdvihu	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
M_s	Krouticí moment přenášený jedním svěrným spojem	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
M_{tM}	Třecí moment pod maticí	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
M_{tZ}	Třecí moment v závitech šroubu	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
M_u	Utahovací moment šroubů svěrného spoje	$[\text{N} \cdot \text{m}]$

M_v	Moment valivého odporu řetězu na hnací hřídeli	[N·m]
M_z	Hnací rozběhový moment	[N·m]
P_D	Denní doba provozu zařízení	[hod]
P_h	Rozteč závitu šroubu	[mm]
P_n	Nominální výkon elektromotoru	[kW]
R_A	Reakce v podpoře A osy vratného řetězového kola	[N]
R_B	Reakce v podpoře B osy vratného řetězového kola	[N]
R_{eB}	Mez kluzu materiálu bočnic článků řetězu	[MPa]
R_{eh}	Mez kluzu materiálu hnací hřídele	[MPa]
R_{eh}	Mez kluzu materiálu hnací hřídele	[MPa]
R_{eo}	Mez kluzu materiálu osy vratného řetězového kola	[MPa]
R_{ez}	Mez kluzu materiálu hřídele zdvihu ramen	[MPa]
S_B	Plocha kritického průřezu bočnice řetězu	[mm ²]
$S_{\check{C}}$	Četnost spínání hnaného stroje	[-]
$S_{\check{C}B}$	Kontaktní plocha čepu a bočnice vnějšího článku řetězu	[mm ²]
S_k	Plocha otlačení tangenciálních klínů	[mm ²]
S_{PB}	Kontaktní plocha pouzdra a bočnice vnitřního článku řetězu	[mm ²]
S_{PR}	Kontaktní plocha pouzdra a rolny řetězu	[mm ²]
W_{kh}	Kvadratický modul průřezu v krutu hnací hřídele	[mm ³]
$W_{k\check{S}}$	Kvadratický modul průřezu v krutu šroubu svěrného spoje	[mm ³]
W_{kz}	Kvadratický modul průřezu v krutu hřídele zdvihu	[mm ³]
W_{ox}	Kvadratický modul průřezu v ohybu osy vratného ložiska	[mm ³]

α	Úhel profilu závitu šroubu	[°]
α_x	Součinitel koncentrace napětí v kritických průřezech osy vratného kola	[-]
β_d	Úhel natočení páky v dolní poloze pracovního rozsahu	[°]
β_h	Úhel natočení páky v horní poloze pracovního rozsahu	[°]
ε_h	Úhlové zrychlení hnací hřídele pohonu řetězů	[s ⁻²]
σ_{ox}	Ohybové napětí v kritických průřezech osy vratného kola	[MPa]
σ_{REDh}	Redukované napětí na hnací hřídeli	[MPa]
$\sigma_{REDš}$	Redukované napětí ve šroubu svěrného spoje	[MPa]
σ_{tB}	Tahové napětí v kritickém průřezu bočnice článků řetězu	[MPa]
$\sigma_{tš}$	Tahové napětí ve šroubu svěrného spoje	[MPa]
τ_{DS}	Dovolené napětí ve střihu pro lícovaný šroub	[MPa]
τ_{kh}	Napětí v krutu na hnací hřídeli pohonu řetězů	[MPa]
$\tau_{kš}$	Napětí v krutu šroubu svěrného spoje	[MPa]
τ_{kz}	Napětí v krutu na hřídeli zdvihu ramen	[MPa]
τ_s	Napětí ve střihu v lícovaném šroubu kotoučové spojky	[MPa]
φ'	Redukovaný třecí úhel v závitu šroubu	[°]
φ_R	Úhel natočení ramen	[°]
φ_{RK}	Roztečný úhel zubů hnacího řetězového kola	[°]
ψ	Úhel stoupání závitu šroubu	[°]
ω_3	Úhlová rychlost na výstupu z převodovky zdvihu	[s ⁻¹]
ω_h	Úhlová rychlost hnací hřídele	[s ⁻¹]
ω_p	Úhlová rychlost natáčení páky	[s ⁻¹]
ω_R	Úhlová rychlost natáčení ramen	[s ⁻¹]

1. Úvod

Řetězové dopravníky jsou určeny především pro manipulaci s kusovými materiály v oblasti hromadné a sériové výroby. Díky dopravníkům je možno dosáhnout krátkých manipulačních časů a tím i zefektivnit výrobní proces. Další z oblastí použití dopravníků je manipulace s rozměrnými nebo těžkými břemeny.

Navrhované zařízení je určeno pro provoz středojemné válcovny hutního provozu. Pro zajištění co nejnižších nákladů na výrobu sochorů je nutné v co nejkratším čase přesunout sochor z válečkové trati válcovací stolice na válečkovou trať ohřívací pece. Při zbytečných prodlevách v příčné přepravě sochoru by docházelo k nadměrnému ochlazení sochoru. Bylo by tedy nutné více ohřívat sochor mezi jednotlivými válcováními. Celý válcovací proces by byl časově i ekonomicky nevýhodný.

Středojemná válcovna pracuje na nepřetržitý provoz s minimálními odstávkami. Je tedy nutné eliminovat jakékoliv odstávky zařízení v důsledku poruch. Navržený dopravník musí vykazovat vysokou spolehlivost a dlouhou životnost. Jelikož je dopravník součástí uzavřeného okruhu válcovny, při poruše dopravníku by bylo nutné odstavit celou válcovnu. Celé zařízení je tedy konstrukčně navrženo tak, aby dosahovalo co nevyšší spolehlivosti.

Pro dosažení dlouhé životnosti stroje jsou všechny prvky dopravníku značně dimenzovány. U pohonů je nutné větší předdimenzování, aby docházelo k jejich menšímu namáhání a tedy i k delší životnosti. I v případě drobných detailů, jako jsou šroubová spojení, je nutné dbát na jejich dostatečné zajištění proti uvolnění spoje. Pro zajištění šroubových spojů jsou použity kontra matice nebo u dynamicky více namáhaných součástí jsou spoje zajištěny svarovým pojištěním matice a šroubu k spojovaným prvkům.

1.1 Cíle diplomové práce

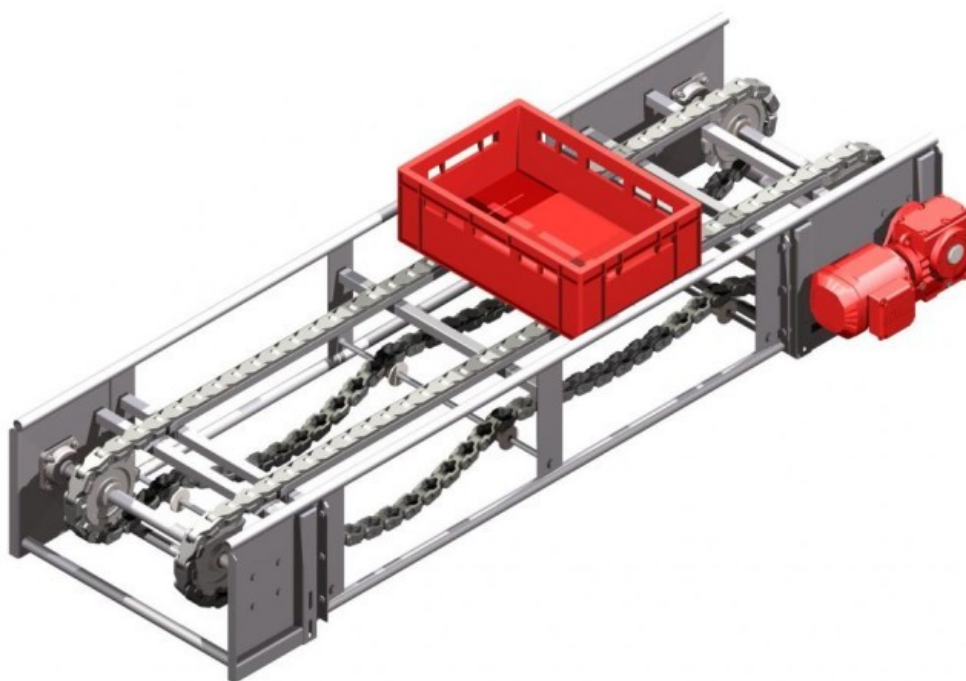
- uvedení oblasti použití řetězových dopravníků ve strojní výrobě a hutním průmyslu
- průzkum trhu s dopravními řetězy vhodnými pro hutní průmysl
- návrh nenormalizovaného nosného řetězu pro dopravník
- rozbor navrhované konstrukce
- provedení pevnostních výpočtů hlavních částí
- tvorba 3D modelu celého zařízení
- tvorba vlastní výkresové dokumentace

2. Rešerše řetězových dopravníků

Pro tuto práci je proveden průzkum trhu s nabízenými řetězovými dopravníky. Většinou se jedná o zařízení vyráběná v typizovaných velikostních řadách. Každý z dopravníků je ale konstruován a vybaven prvky dle speciálních přání a požadavků zákazníků. V rešerši je také proveden průzkum možností nosných dopravních řetězů pro těžký průmysl.

2.1 Řetězový dopravník 500 výrobce Strand

Na obr. 2.1 je řetězový dopravník výrobce Strand Chrustenice. Jedná se o dopravník určený pro přepravu kusového materiálu především v potravinářském průmyslu nebo v oblasti výroby komponentů pro automobilový průmysl.



Obr. 2.1: Řetězový dopravník pro kusový materiál firmy Strand [27]

Jedná se o řetězový dopravník výrobce Strand určený pro přepravu plastových přepravek, kartonů a dalšího kusového materiálu pro výrobní linky. Hlavní uplatnění těchto dopravníků je pro mezioperační dopravu linek sériové a hromadné výroby. Tyto dopravníky jsou určeny pro maximální délku 10 m pro jeden pohon. Pro dosažení delších dopravních délek je možno dopravník složit z více sekcí se samostatnými pohony. K tomuto systému dopravníku je rovněž možno připojit široký sortiment dalších zařízení jako jsou oblouky, křižovatky, pneumatické hradítka a přesouvadla, rozdělovací výhybky a mnoho dalšího.

Hlavním parametrem tohoto systému je nosnost řetězu. Maximální nosnost dopravníku je 50 kg na jeden metr délky dopravníku. Toto zařízení je určeno pro malé dopravní rychlosti, kdy maximální dopravní rychlost je $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Minimální délka jedné přímé sekce dopravníku je 1,2 m. Vstupní i výstupní výšku je možno přizpůsobit od 350 mm do 1 200 mm. U zařízení je také možnost dodatečného nastavování výšky v rozmezí $\pm 50 \text{ mm}$.

Řetězový dopravník se skládá ze základní nosné konstrukce vyrobené ze svařovaných profilů. Podle požadavků na okolní prostředí a přepravovaný materiál může být základní konstrukce vyrobena z nerezové oceli, pozinkované oceli, lakované oceli nebo hliníku. Jako unášecí dopravní prvek je použit plastový nenormalizovaný nosný řetěz poháněný řetězovými koly. Vzhledem k malé hmotnosti přepravovaných objektů je vedení nosného řetězu v zatížené větvi řešeno pomocí vodících kolejnič. V těchto hladkých kolejničích dochází k smykovému tažení řetězů. Ve spodní volné větvi dochází k průvěsu řetězu a řetěz je podepírán pomocí kladek.

2.2 Řetězový dopravník 4333 výrobce TMT

Na obr. 2.2 je řetězový dopravník výrobce TMT Chrudim. Tento dopravník je určený pro přepravu kusového materiálu v oblasti automobilového průmyslu.



Obr. 2.2: Řetězový dopravník výrobce TMT určený pro automobilový průmysl [28]

Zařízení je určeno pro přepravu autosedaček. Celková hmotnost autosedačky včetně montážních přípravků je přibližně 70 kg. Celková šířka dopravníku je 600 mm. Maximální šířka přepravovaných objektů je 550 mm. Výška dopravního řetězu nad zemí je 650 mm. Zařízení je řešeno jako zařízení s pevnou výškou dopravování nad zemí bez dodatečného zvedání. Vzdálenost přepravy sedaček je 10,6 m. Dopravní rychlost je $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

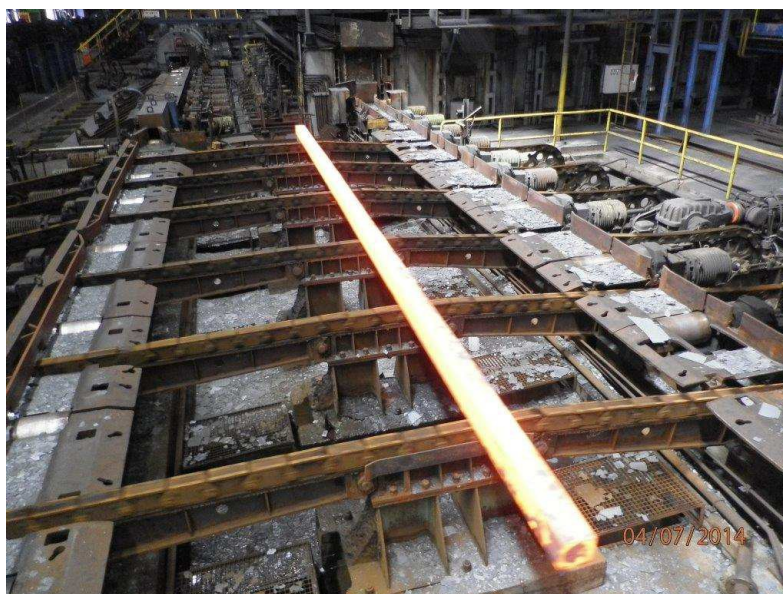
Základní konstrukce je vyrobena z konstrukční oceli. V horní části se na kraji dopravníku nachází vodící kolejnice pro nosný řetěz. Po těchto kolejnicích se přímo odvaluje normalizovaný unášecí řetěz (obr. 2.3), který unáší přepravovaný objekt. Vzhledem k malé hmotnosti přepravovaných objektů je použit nosný řetěz bez nosných desek, kdy jsou přípravky unášeny na odvalovacích kladkách. Ve spodní části se nachází vedení obdobné hornímu vedení. Toto vedení je určeno pro vratnou větev řetězu. Řetěz je poháněn elektromotorem se šnekovou převodovkou pomocí atypických řetězových kol. Odvalovací kladky řetězu přímo zapadají do zubových mezer kola.



Obr. 2.3: Normalizovaný nosný řetěz použitý na řetězovém dopravníku firmy TMT [28]

2.3 Řetězový dopravník pro provoz středojemné válcovny výrobce Žďas

Na obr. 2.4 je řetězový dopravník výrobce Žďas pro válcovny hutních průmyslu.



Obr. 2.4: Řetězový dopravník určený pro manipulaci se sochozem v provozu středojemné válcovny [29]

Tento dopravník je určený pro příčnou manipulaci s kontislitkem. Toto zařízení je umístěno v provozu středojemné válcovny. Příčné rozměry sochoru, se kterým je manipulováno, jsou přibližně 200x200 mm. Délka přepravovaného objektu je 12 m. Vzdálenost přepravy sochoru je 6 m. Pro manipulaci je použito 6 nosných nenormalizovaných řetězů.

Zařízení je řešeno jako základový rám. Na tomto rámu je umístěná pevná středová kolejnice. Ke středové kolejnici jsou připevněny otočné kolejnice. Nosný řetěz přímo unáší přepravovaný kontislitek a odvaluje se po horních plochách těchto kolejnic. Pro zajištění realizace zdvihu a spouštění břemene je použit zdvih pomocí natáčecích kolejnic.

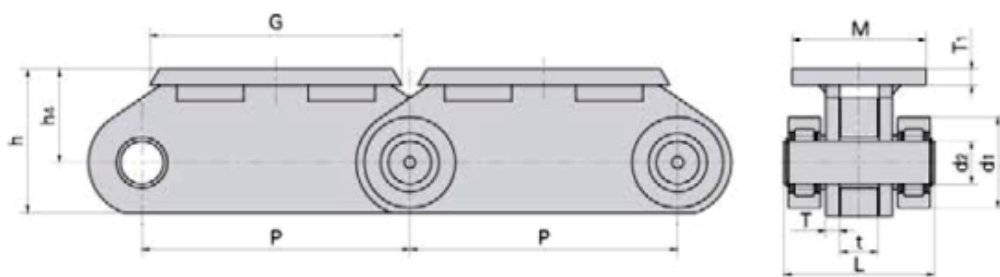
2.4 Nosný řetěz Donghua P500

Tento řetěz je zobrazen na obr. 2.5 a je určen pro provozy v ocelářské a hutní výrobě. Řetěz je určen pro manipulaci s velkými, těžkými a horkými polotovary při výrobě především technologiemi válcování a kování.



Obr. 2.5: Nosný řetěz P500 pro hutní průmysl výrobce DONGHUA [17]

Jedná se o nosný řetěz čínského výrobce DONGHUA. Tento řetěz je určen pro manipulaci a přepravu objektů v oblasti hutního průmyslu. Nosný řetěz je určen pro manipulaci s těžkými břemeny s hmotností řádově několik tun. Články řetězu mají horní nosné desky, na kterých jsou přímo unášeny přepravované objekty. Výhodou těchto řetězů také je možnost spojování do velkých délek. Rozteč článků tohoto řetězu je 500 mm. Řetěz má odvalovací kladky, po kterých se odvaluje. Vnější průměr kladky je 170 mm. Tyto kladky jsou uloženy na valivých ložiscích. Díky těmto ložiskům má řetěz velkou nosnost a také životnost.



Obr. 2.6: Rozměry nosného řetězu výrobce DONGHUA [15]

Nevýhodou těchto řetězů je, že tento řetěz je vyráběn pouze v jedné velikosti. Druhým z nedostatků pro aplikaci pro tuto práci je umístění kladek. Každý spojovací čep má na každé straně jednu kladku. Bočnice článků řetězu spodem přesahují přes kladky. Proto pro možnost odvalování řetězu musí být na rámu umístěny dvě samostatné vyvýšené kolejničky na každé straně řetězu. Při umístění kladky na každé straně mají články poměrně velkou šířku, kdy šířka přes kladky je přibližně 300 mm.

2.5 Nosný řetěz Tsubaki RFD

Na obr. 2.7 je zobrazen řetěz RFD japonského výrobce Tsubaki. Hlavními oblastmi, pro které je tento řetěz určen, jsou hutní průmysl a strojírenská výroba.

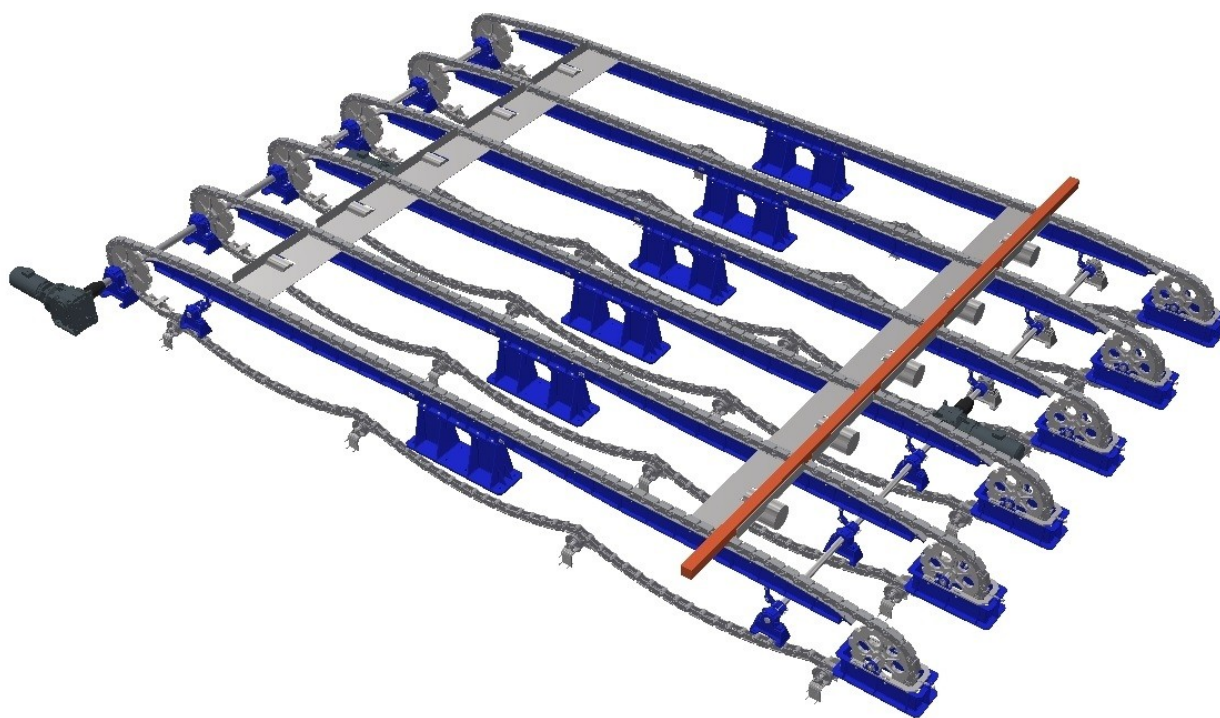


Obr. 2.7: Nosný řetěz RFD výrobce Tsubaki [23]

Řetěz má obdobnou konstrukci jako řetěz P500 výrobce DONGHUA. Rozdílný je akorát tvar článku řetězu. Boční a horní desky jsou řešeny jako svařence z tlustých plechů. Řetěz má také na každém čepu umístěny dvě kladky. Kladky jsou rovněž uloženy na valivých ložiscích. Výhodou oproti předchozímu typu je, že tyto řetězy jsou vyráběny ve více rozměrech. Řetězy jsou dodávány v 7 velikostech s roztečí článků od 100 do 450 mm. Vnější průměry kladek se pohybují od 32 do 110 mm. Hmotnosti jednoho metru řetězu se pohybují od 3,2 do 45 kg.

3. Vlastní návrh konstrukce a popis jednotlivých částí

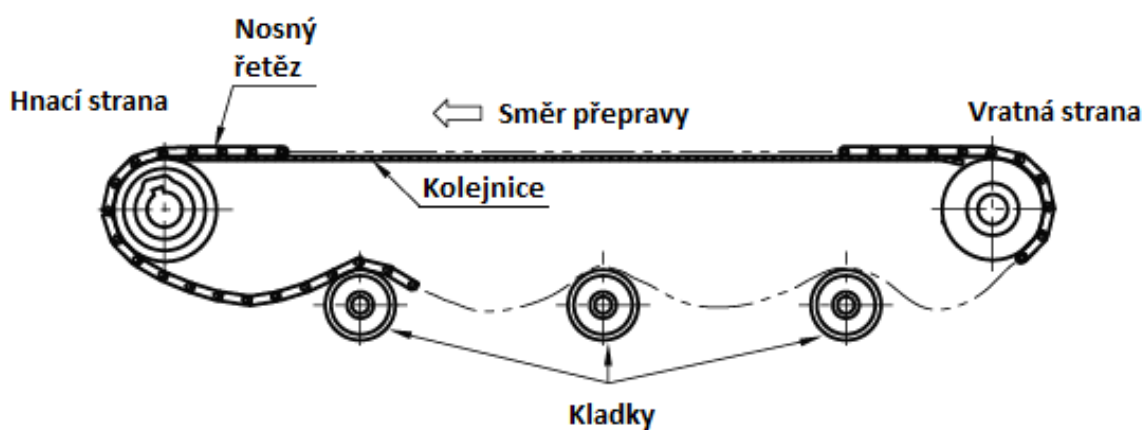
Řetězový dopravník je určen pro středojemné válcovny hutních provozů. Hlavními prvky provozu středojemné válcovny jsou válcovací stolice a ohřívací pec. Navrhované zařízení je určeno pro přesouvání sochoru mezi válečkovou tratí za válcovací stolicí a válečkovou tratí nacházející se před vstupem do ohřívací pece. Sochor má příčný průřez 180x180 mm, délku $l_s = 12\,000\text{ mm}$ a hmotnost $m_s = 3\,000\text{ kg}$. Řetězový dopravník je konstrukčně řešen pro vzdálenost mezi válečkovými tratěmi $L = 10\,000\text{ mm}$. Doba přepravování sochoru řetězovým dopravníkem je $t = 6\text{ s}$. Tuto dobu je nutno dodržet s ohledem na výrobní technologie a tedy dodržení teploty sochoru před vstupem do ohřívací pece. Celý navržený dopravník je možno vidět na obr. 3.1.



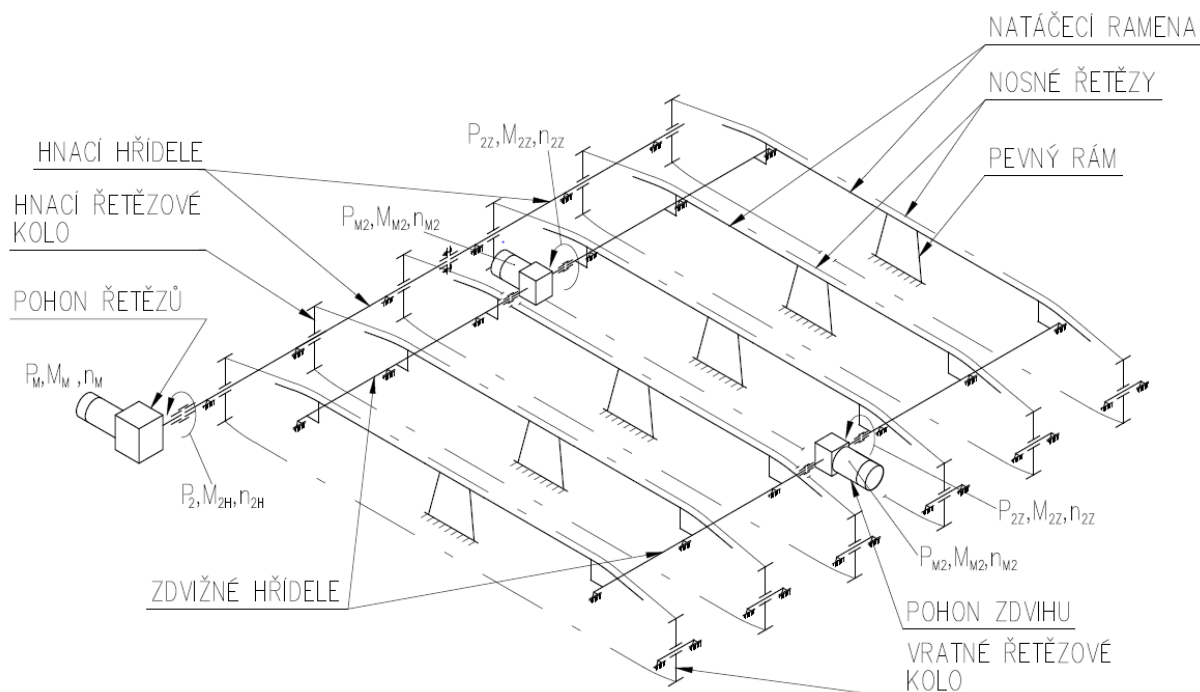
Obr. 3.1: Navržený řetězový dopravník pro hutní průmysl

3.1 Uspořádání řetězových dopravníků pro hutní průmysl

Toto uspořádání je používáno firmou Brooks. Jedná se o britskou firmu, která vyrábí řetězové dopravníky. Dále tato firma také vyrábí prvky pro velké řetězové dopravníky v hutním průmyslu. Jsou to například atypická řetězová kola pro nosné řetězy, prvky pohonů řetězů a systémy pro vedení řetězů.



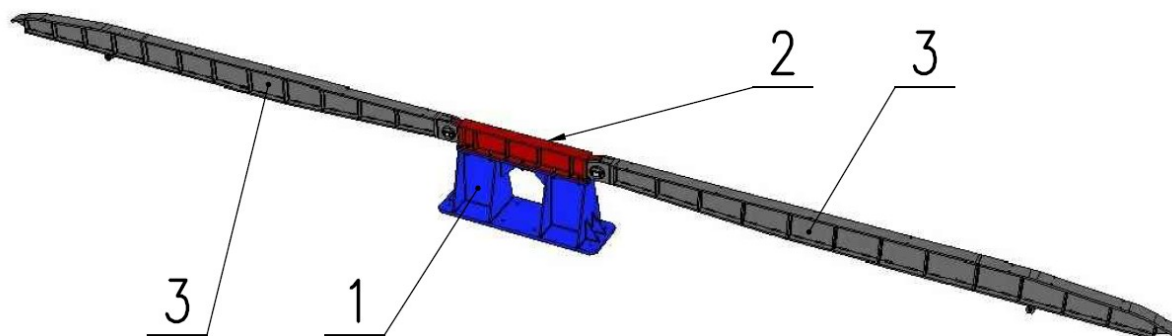
Obr. 3.2: Uspořádání řetězových dopravníků s nosnými řetězy



Obr. 3.3: Schéma navrženého řetězového dopravníku

3.2 Vedení řetězu

Pro podporu a vedení řetězů dopravníku je použit rám, kolejnice a ramena, které je možné vidět na obr. 3.4. Každý tento pevný rám s kolejnicemi a rameny je použit pro vedení jednoho řetězu. V navrženém konstrukčním řešení se nachází 6 řetězů, je tedy použito i 6 těchto vedení pro řetězy.



Obr. 3.4: Navržené kolejnice a pevný rám pro vedení řetězu dopravníku

Pevný rám je tvořen ze dvou základních částí. Hlavním prvkem je základový rám (na obr. 3.4 poz. 1). Jedná se o svařenec z tlustých plechů. Každý základový rám je připevněn k zemi pomocí 8 kotevních šroubů M36x500, podložky 36 a dvou matic M36. Pro zajištění dostatečné tuhosti základového rámu a tím i celé konstrukce pro řetězy je volena konstrukce rámu se dvěma stojnami příčného průřezu ve tvaru písmene I. Dole u základové desky je příčný průřez nejširší, směrem nahoru se pak průřez zužuje. Horní deska je vyrobena tak, aby bylo možné montovat pomocí šroubů horní pevnou kolejnici.

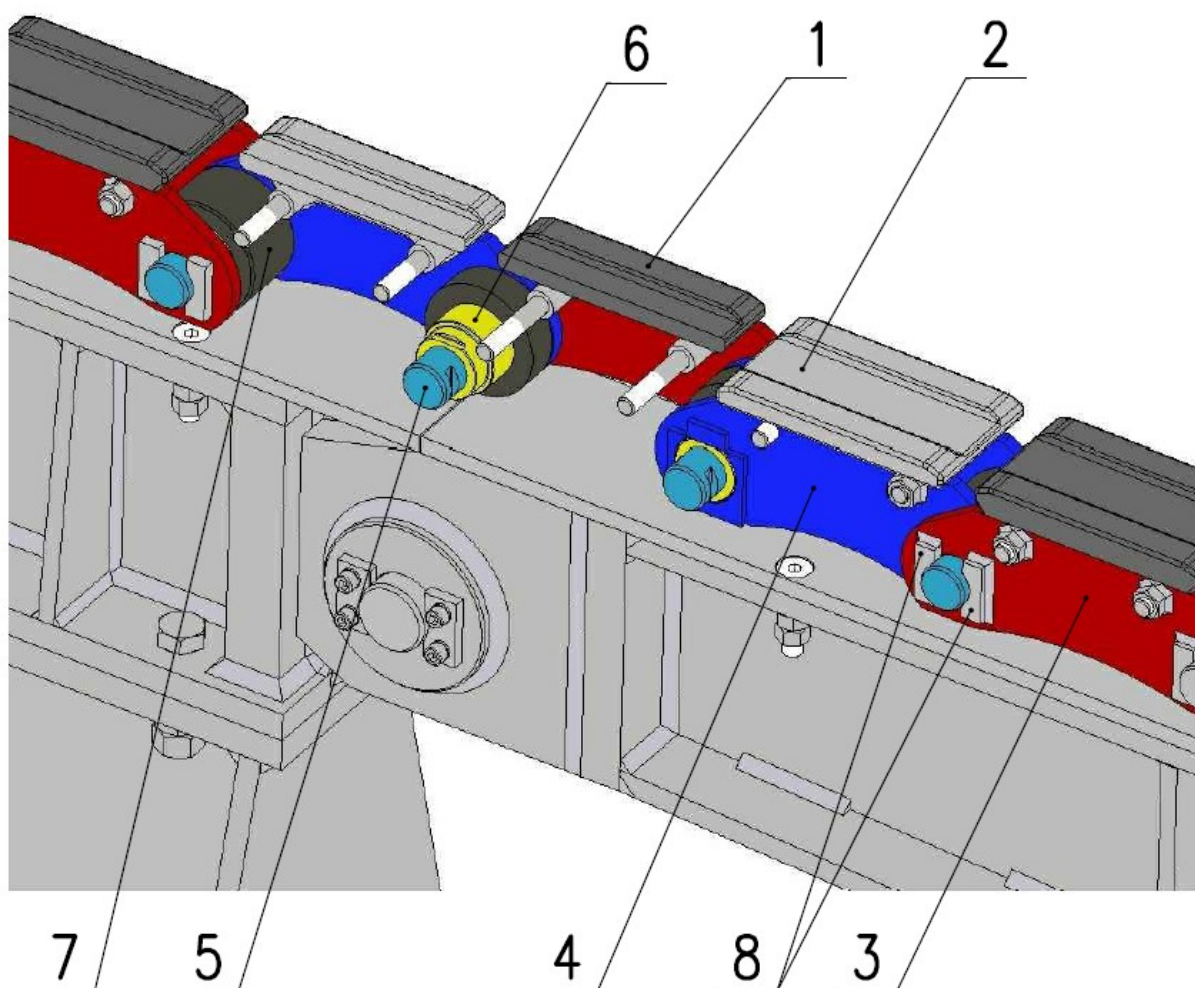
Pevná středová kolejnice (poz. 2) je rovněž řešena jako svařenec z tlustých plechů. Tvar kolejnice je navržen tak, aby bylo možné kolejnici připevnit pomocí šroubů M24x110. Na připevnění každé z kolejnic je použito 10 šroubů této velikosti. Pro upevnění ramen jsou na koncích kolejnice určeny oka. Pro zamezení opotřebovávání otvorů v pevné kolejnici jsou použity ocelové pouzdra z materiálu 14 220. Tyto pouzdra jsou nalisovány do otvorů v kolejnici.

Pro možnost realizace zdvihu jsou v práci použity natáčecí ramena (poz. 3). Navrženým konstrukčním řešením s rameny je možno realizovat zdvih sochoru natáčením těchto ramen. Ke středové kolejnici jsou připevněny dvě stejné ramena. Jedno z ramen je na vstupní straně dopravníku a druhé se nachází na straně výstupní. Celý vodící rám pro řetězy je tak souměrně symetrický. Ramena jsou navržena jako svařenec z tlustých ocelových plechů. Příčný průřez ramen má tvar písmene I. Po délce jsou ramena složena ze třech sekcí. První sekce se nachází

nejblíže k otočnému čepu. V této sekci se výška příčného nosného průřezu zvětšuje se vzdáleností od čepu. Střední sekce má konstantní velikosti nosného průřezu. V první a druhé sekci má horní plocha rovný tvar. Po této ploše se odvalují články řetězu nesoucí sochor. V poslední sekci je tvar horní plochy upraven tak, aby řetěz plynule nabíhal a odbíhal z ramen. Tvarem nabíhací plochy jsou eliminovány rázy při nabíhání řetězů na řetězová kola.

3.3 Nosný řetěz dopravníku

Na obr. 3.5 je navržený dopravní nosný řetěz pro přepravu sochor. Řetězy jsou nenormalizované a jsou konstruovány pro dosažení velké nosnosti a maximální životnosti.



Obr. 3.5: Řez nosným řetězem dopravníku

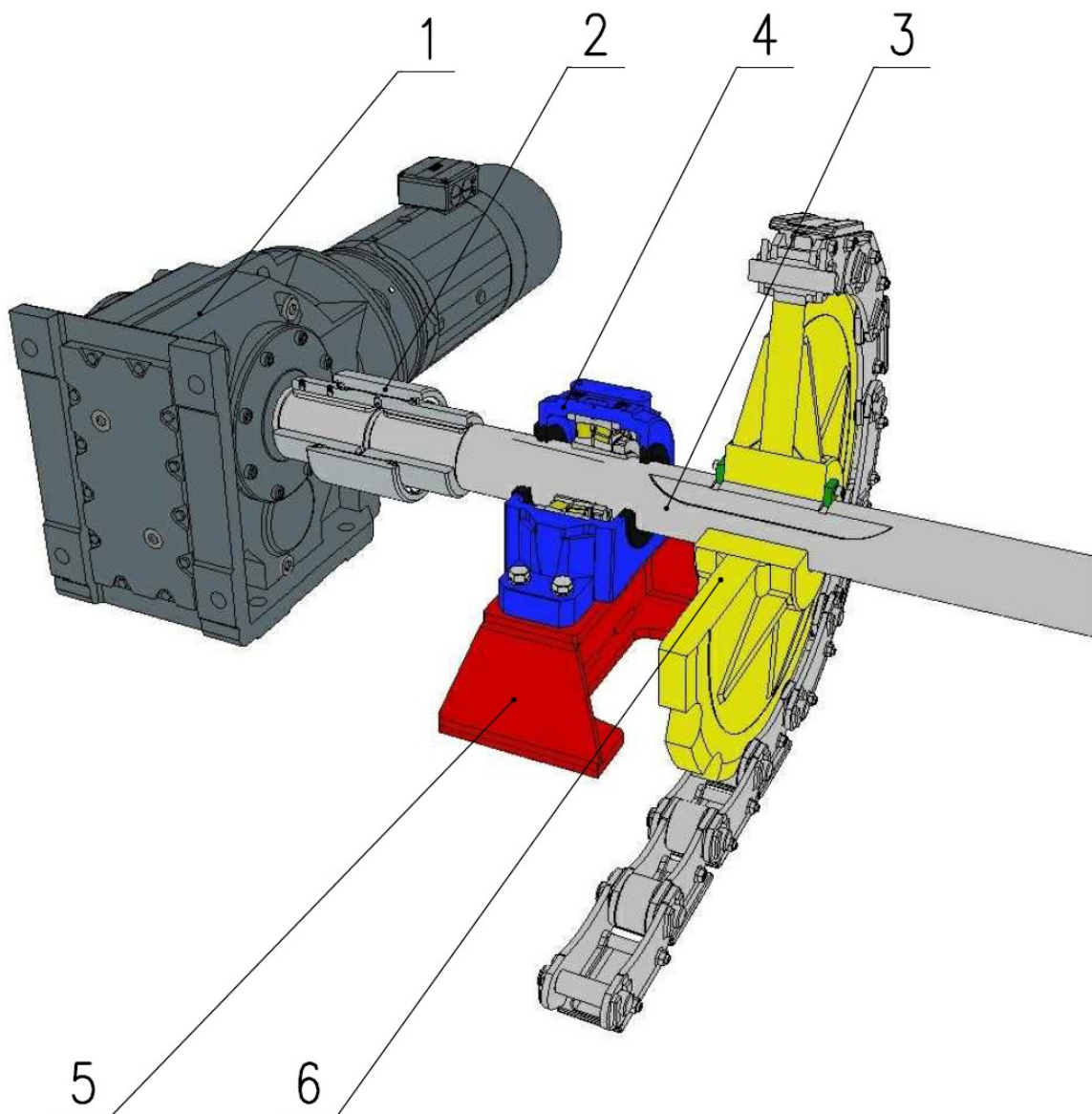
Hlavním prvkem řetězového dopravníku je nosný řetěz. Konstrukčně jsou články řetězu řešeny tak, že na horních nosných deskách (na obr. 3.5 poz. 1 a poz. 2) je přímo přepravován sochor. Nosné desky vnějšího článku (poz. 1) i vnitřního článku (poz. 2) jsou vyrobeny z litiny 42 2709. K vnějším článkům jsou připevněny pomocí dvou šroubů M16x140 a matic

ocelové bočnice vnějšího článku (poz. 3). Bočnice vnitřních článků (poz. 4) jsou připevněny k nosným deskám vnitřních článků šrouby M16x110 a maticemi M16. S ohledem na podmínky hutního provozu a rázy vznikající v řetězech při častých rozbězích jsou šroubové spoje zajištěny zavařením matice i hlavy šroubu. Články řetězu jsou spojovány ocelovým cementovaným a kaleným čepem (poz. 5). Čep je vyroben z oceli 14 220. Na čepech jsou nasunuty ocelové pouzdra (poz. 6). Na vnější ploše pouzder jsou umístěny rolly (poz. 7). Pro dosažení velké životnosti při smykovém tření v kontaktech čep-pouzdro a pouzdro-rolna jsou pouzdra i rolly vyrobeny ze stejného materiálu jako čepy, tedy z oceli 14 220.

Celý nosný řetěz se odvaluje přímo na rolnách po pevné středové kolejnici rámu a natáčecích ramenech. Během odvalování rolen dochází ke smykovému tření v kontaktu pouzdro-rolna. Aby nedocházelo k protáčení pouzder v bočnicích vnitřního článku, jsou pouzdra v bočnicích zajištěna proti pootočení pomocí příložek. Při zapadání jednotlivých článků řetězu do hnacího řetězového kola dochází k vzájemnému natáčení vnitřních a vnějších článků řetězu. Pro eliminaci natáčení čepů v bočnicích vnějších článků a tím i nadměrnému opotřebením v kontaktní ploše jsou čepy zajištěny příložkami (poz. 8). Na každý z čepů jsou použity 4 příložky, vždy dvě na každé boční straně článku.

3.4 Pohon řetězů

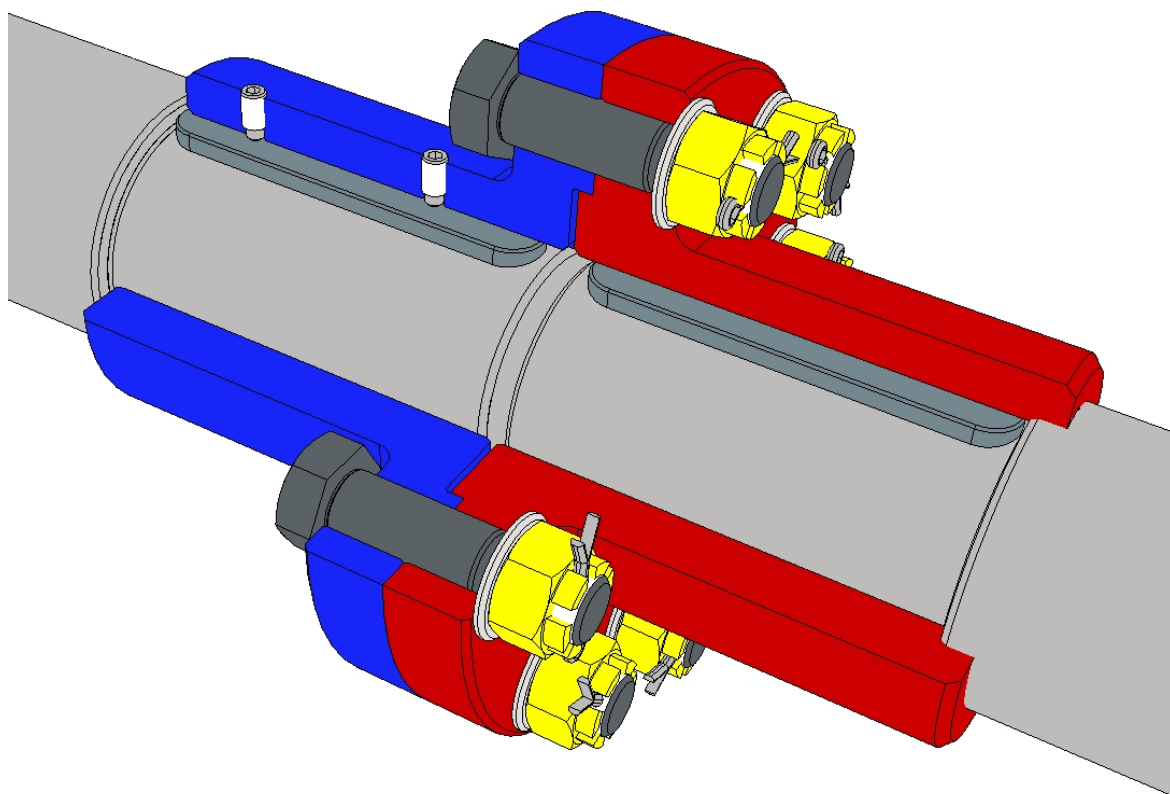
Pro pohon řetězů dopravníku je použit elektromotor s převodovkou. Navržený pohon řetězů a celkové uložení řetězových kol je na obr. 3.6.



Obr. 3.6: Navržený pohon řetězů dopravníku

Pohon řetězů je realizován pomocí převodového motoru výrobce SEW-EURIDRIVE (na obr. 3.6 poz. 1). Elektromotor a převodovka jsou voleny podle potřebného krouticího momentu a otáček na výstupu z převodovky. S ohledem na provozní podmínky a zatížení pohonu je volena třístupňová kuželočelní převodovka. Pro eliminaci torzních kmitů při rozběhu stroje je mezi převodovku a elektromotor použit adaptér s pružným členem. Krouticí moment z převodovky je přenášen pomocí zubové spojky (poz. 2) na hnací hřídel. Zubová spojka umožňuje přenos středních momentů s velkými nesouosostmi (radiální, axiální i úhlové).

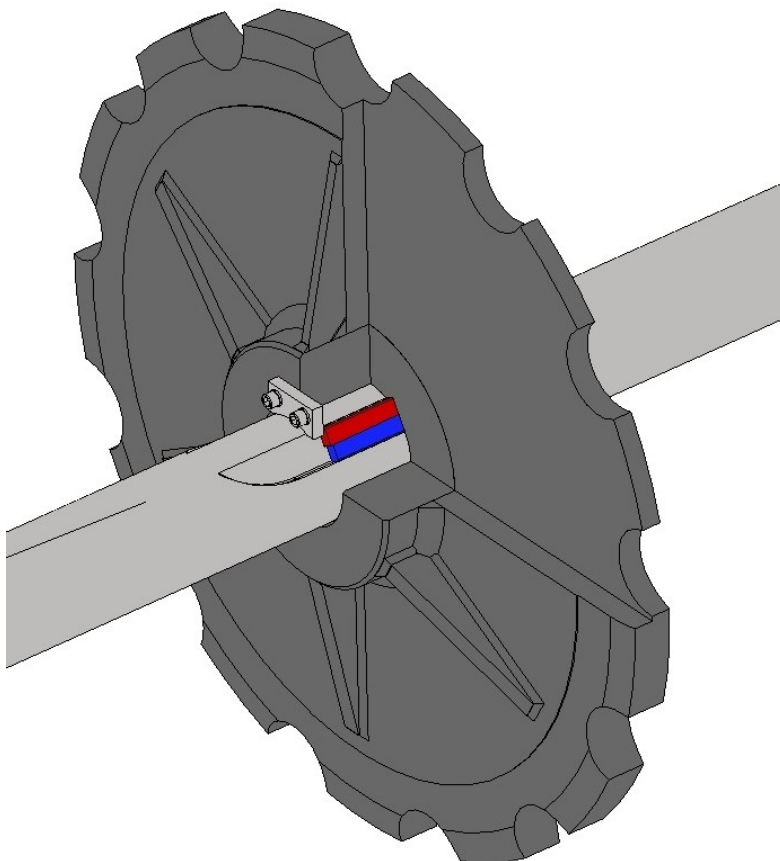
Z převodovky je výkon přenášen na hnací hřídel (poz. 3). Podle celkové délky hřídele a možnosti výroby jsou voleny dvě hřídele řazené za sebou. Pro spojení hřídelů je použita kotoučová spojka s lícovanými šrouby (obr. 3.7). Hnací hřídele jsou uloženy pomocí dělených ložiskových těles firmy SKF (poz. 4) a svařovaných podstav pro ložisková tělesa (poz. 5). S ohledem na průměr a délku hřídele přibližně 10 m a tedy její nižší ohybovou tuhost jsou voleny ložiskové tělesa s dvouřadými soudečkovými ložisky. Tyto ložiska umožňují poměrně velké naklonění hřídele. Pro uložení ložisek na hřídeli jsou voleny ložiska s kuželovou dírou a upínací kuželové pouzdro s KM maticí.



Obr. 3.7: Kroučková spojka s lícovanými šrouby pro spojení hnacích hřídelů

Na hnacích hřídelích jsou umístěny hnací řetězové kola (poz. 6). Řetězové kola jsou vyrobeny jako svařence. Pro dosažení rovnoměrného opotřebovávání řetězů a řetězových kol je volen počet zubů řetězového kola jako liché číslo ($z_1 = 13$). Díky dodržení konstantního úhlu nabíhání a odbíhání řetězu na řetězová kola mají zuby tvar kružnic. Na řetězových kolech boky tubů nemají přechodovou hlavovou oblast.

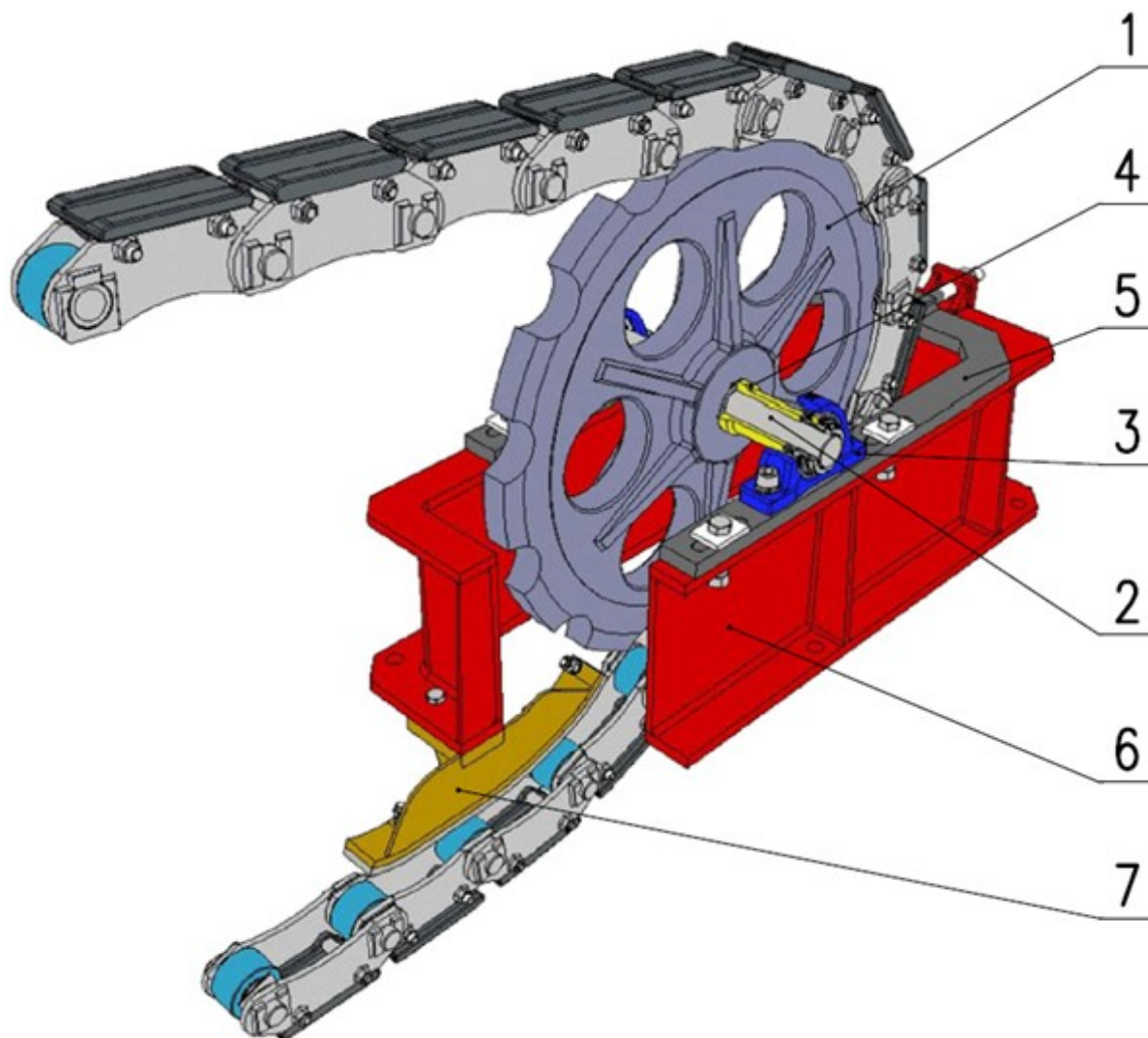
Přenos krouticího momentu z hnací hřídele na řetězové kolo je uskutečněn tangenciálními klíny (obr. 3.8). Toto spojení je vhodné pro přenos středních až vysokých výkonů s rázy. Protože jsou na každém spoji použity vždy dvě dvojce tangenciálních klínů proti sobě, je toto spojení vhodné i pro časté rozběhy a změny smyslu působení momentu. Dalšími z výhod tohoto spojení jsou jednoduchá montáž kol na dlouhé hřídele, menší vrubový vliv a menší zeslabení nosného průřezu než u těsných per. Axiální posuv kol na hřídeli je zamezen pomocí přílozek, které jsou přišroubovány k čelům řetězových kol.



Obr. 3.8: Spojení hřídele s řetězovým kolem pomocí tangenciálních klínů

3.5 Vratné řetězové kolo

K zajištění vracení řetězu je navrženo vratné řetězové kolo. Celkový systém vratného kola a jeho uložení na pevném rámu je vidět na obr. 3.9.



Obr. 3.9: Navržené vratné řetězové kolo a jeho uložení na pevném rámu

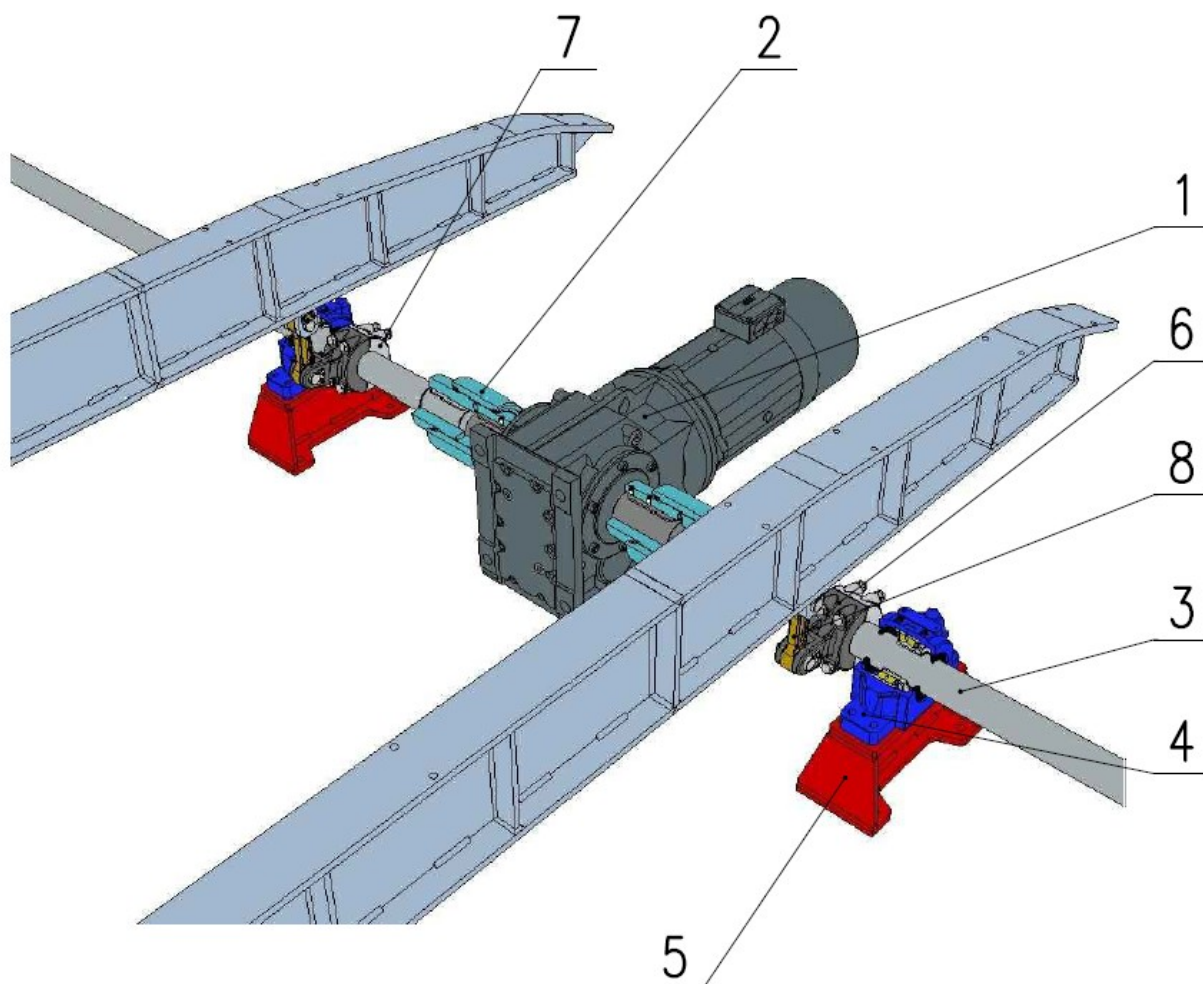
Vratná řetězová kola jsou navržena jako svařence (na obr. 3.9 poz. 1). Vratná kola mají obdobnou konstrukci jako kola hnací. Vratná větev řetězu se nachází pod úrovní okolní podlahy. Pro možnost napínání každého řetězu zvlášť je každé řetězové kolo uloženo na své posuvné ose (poz. 2). Osa je uložena v ložiskových jednotkách s kuličkovými jednořadými ložisky firmy SKF (poz. 3). Pro eliminaci snášení malého natočení kuličkových ložisek jsou použity ložiska se sférickým vnějším povrchem. Vratné řetězové kolo je na hřídeli axiálně zajištěno pomocí rozpěrné trubky (poz. 4). Celá osa s jednotkami je uchycena pomocí šroubů na napínací těleso (poz. 5). Napínací těleso je umístěno na pevném rámu vratného řetězového

kola (poz. 6). Napínací těleso je k rámu upevněno pomocí čtyř šroubů M24x110 a matic. V napínacím tělesu jsou pro tyto šrouby vyrobené drážky. Proto je možné napínacím šroubem posouvat celým řetězovým kolem v rozsahu 150 mm pro zajištění potřebného napnutí řetězů.

Aby v důsledku zvedání ramen nedocházelo k změně úhlu opásání řetězových kol, jsou použity řetězové vodítka (poz. 7). Díky těmto vodítkům řetěz z řetězových kol odchází ve stejném směru. Proto také nedochází k prověšení řetězů hned za řetězovými koly, ale až mezi podpěrnými kladkami ve vratné větvi.

3.6 Zdvižné zařízení pro zvedání natáčecích ramen

Zajištění zdvihu sochoru je uskutečněno pomocí natáčení ramen. Ramena jsou zvedaná čtyřkloubovým mechanismem. Celé uspořádání navrženého mechanismu ramen a pohonu zdvihu je zřetelné na obr. 3.10.



Obr. 3.10: Zvedací mechanismus pro natáčení ramen

Pro pohon zvedání sochoru natáčecími rameny je použit převodový elektromotor výrobce SEW-EURODRIVE (na obr. 3.10 poz. 1). Pro jednodušší výrobu hřídelí je použit motor s výstupem na obě strany a je umístěn doprostřed mezi ramena. Takto je možno umístit na každou stranu stejné prvky a celý zvedací mechanismus je symetrický. Pro návrh elektromotoru a kuželočelní převodovky bylo použito zjednodušení na výpočetní model. Z výstupu převodovky je výkon přenášen pomocí zubové spojky výrobce Bonfiglioli (poz. 2) na hřídele zdvihu (poz. 3). Hřídele zdvihu jsou řešeny jako hladké hřídele konstantního průřezu bez osazení.

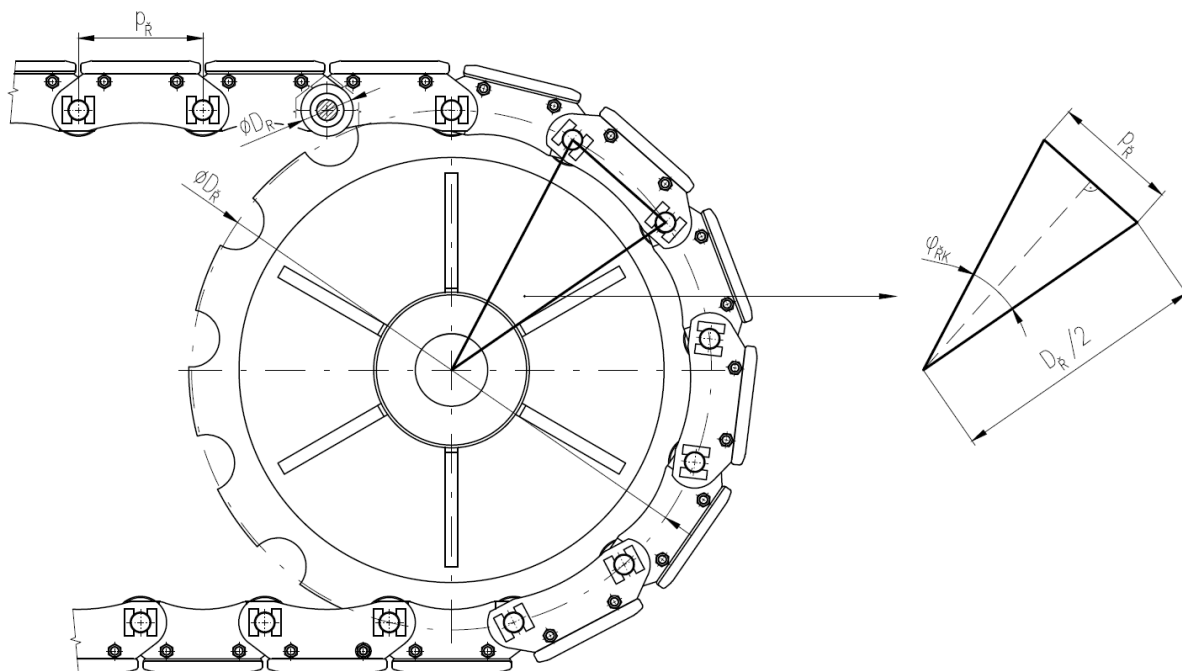
Hřídele zdvihu jsou uloženy pomocí dělených ložiskových těles se soudečkovými ložisky (poz. 4). Pro výškové ustavení ložiskových těles a tím i hřídelů jsou určeny podstavy ložiskových těles (poz. 5). Pro přenos momentu z hřídele na páku mechanismu je použit svěrný spoj. Svěrný spoj je řešen jako dělený náboj a skládá se z páky (poz. 6) a třmenu (poz. 7). Pro utažení svěrného spoje jsou použity 4 vysokopevnostní šrouby M20x1,5 délky 200 mm a matice. Páka je spojena s natáčecím ramenem pomocí táhla (poz. 8). Pro samotné spojení páka-táhlo a táhlo-rameno jsou použity čepy zajištěné příložkami proti pootočení.

4. Návrh pohonu řetězů

Pro dosažení požadovaných parametrů, kterými jsou vzdálenost na kterou je dopravován sochor $L = 10 \text{ m}$ a doba setrvání sochoru na dopravníku $t = 6 \text{ s}$, je vypočtena potřebná dopravní rychlost sochoru v_S . Pro návrh pohonu je brána obvodová rychlost řetězového kola v_R , která má stejnou hodnotu jako rychlost sochoru.

Výpočet rychlosti z požadovaných podmínek

$$v_R = v_S = \frac{L}{t} = \frac{10}{6} = 1,67 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.1)$$



Obr. 4.1: Schéma výpočtu roztečného průměru hnacího řetězového kola a jeho základní rozměry

Tab. 4.1: Základní rozměry nosného řetězu

Průměr rolny	D_R	100	mm
Rozteč řetězu	p_R	240	mm
Počet zubů hnacího řetězového kola	z_1	13	-

Roztečný úhel zubů řetězového kola

$$\varphi_{\check{R}K} = \frac{360^\circ}{z_1} = \frac{360^\circ}{13} = 27,69^\circ \quad (4.2)$$

Odvození roztečného průměru řetězového kola (podle Obr. 4.1)

$$\begin{aligned} \sin\left(\frac{\varphi_{\check{R}K}}{2}\right) &= \frac{\frac{p_{\check{R}K}}{2}}{\frac{D_{\check{R}K}}{2}} \rightarrow D_{\check{R}} = \frac{p_{\check{R}K}}{\sin\left(\frac{\varphi_{\check{R}K}}{2}\right)} = \frac{0,24}{\sin\left(\frac{27,69^\circ}{2}\right)} = \\ &= 1,00286 \text{ m} = 1002,86 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4.3)$$

Předběžný výpočet otáček na výstupu z převodovky

$$v_{\check{R}} = \pi \cdot D_{\check{R}} \cdot \frac{n_{2t}}{60} \rightarrow n_{2t} = \frac{60 \cdot v_{\check{R}}}{\pi \cdot D_{\check{R}}} = \frac{60 \cdot 1,67}{\pi \cdot 1,003} = 31,8 \text{ min}^{-1} \quad (4.4)$$

Valivé odpory jsou počítány pro počet článků řetězu $A_0 = 56$, které se odvalují po pevné kolejnici a ramenech. Tento počet článků je dán konstrukčním řešením rámu a nosného řetězu. Rolny těchto článků jsou zatíženy od tíhy samotného řetězu. Na každou z roln je tedy uvažováno působení tíhy jednoho článku řetězu. Pro výpočet je také brán nejméně výhodný stav umístění sochoru na řetězu, kdy se sochor nachází přímo nad jednou z roln. Tíha sochoru je na každém z článků řetězů tak zachytávána pouze jednou rolnou.

Hmotnost jednoho článku řetězu $m_{\check{C}L} = 15,7 \text{ kg}$ (určena z 3D modelu)

Hmotnost jednoho metru řetězu $m_{1\check{R}} = 65 \text{ kg}$ (určena z 3D modelu)

Zatížení jedné rolly tíhou sochoru

$$F_S = \frac{m_S \cdot g}{6} = \frac{3\,000 \cdot 9,81}{6} = 4\,905 \text{ N} \quad (4.5)$$

Zatížení působící na rolly od tíhy řetězu

$$F_{R1} = m_{\check{C}L} \cdot g = 15,7 \cdot 9,81 = 154 \text{ N} \quad (4.6)$$

Obecný vzorec pro výpočet valivého odporu [9]

$$F_o = F_n \cdot \frac{e}{R}$$

kde:

F_n je normálová síla působící na valící se těleso

e je rameno valivého odporu

R je poloměr valícího se tělesa

Pro výpočet valivého odporu je běžně bráno rameno valivého odporu pro ocelové kolo valící se po rovné ocelové desce $e = 0,0004$ až $0,0005$ m viz [9]. S ohledem na podmínky hutního provozu a silné znečištění prostředí je bráno rameno valivého odporu rolny **$e_R = 0,001$ m.**

Valivý odpor rolny zatížené tíhou od sochoru

$$F_{oS} = (F_{R1} + F_S) \cdot \frac{e_R}{\frac{D_R}{2}} = (154 + 4\,905) \cdot \frac{2 \cdot 0,001}{0,1} = 101 \text{ N} \quad (4.7)$$

Valivý odpor rolny zatížené tíhou řetězu

$$F_{oŘ} = F_{R1} \cdot \frac{e_R}{\frac{D_R}{2}} = 154 \cdot \frac{2 \cdot 0,001}{0,1} = 3,1 \text{ N} \quad (4.8)$$

Celkový tažný odpor řetězu proti valení

$$F_{oC} = F_{oS} + A \cdot F_{oŘ} = 101 + 56 \cdot 3,1 = 275 \text{ N} \quad (4.9)$$

Moment valivého odporu na hřídeli

$$M_v = F_{oC} \cdot \frac{D_{Ř}}{2} = 275 \cdot \frac{1,003}{2} = 138 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (4.10)$$

Odpory proti zrychlení při rozjezdu (setrvačnost)

Pro rozjezd stroje jsou s ohledem na přerušovaný krátkodobý chod pohonu řetězu kladeny požadavky na co nejkratší rozběh stroje. Požadavek na rozjezd je dán časem rozběhu stroje **$t_R = 1,2$ s**, kdy za tento čas je dosaženo dopravní rychlosti řetězu **$v_{Ř} = 1,67 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.**

Tečné zrychlení řetězu

$$v_{\dot{R}} = a_R \cdot t_R \rightarrow a_R = \frac{v_{\dot{R}}}{t_R} = \frac{1,67}{1,2} = 1,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.11)$$

Úhlové zrychlení hnací hřídele

$$a_R = \frac{D_{\dot{R}}}{2} \cdot \varepsilon_h \rightarrow \varepsilon_h = \frac{2 \cdot a_R}{D_{\dot{R}}} = \frac{2 \cdot 1,4}{1,003} = 2,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.12)$$

Počet článků nosného řetězu

$$A_{\dot{R}} = 142$$

Hmotnost celého řetězu

$$m_{\dot{R}} = m_{\text{CL}} \cdot A_{\dot{R}} = 15,7 \cdot 142 = 2\,230 \text{ kg} \quad (4.13)$$

Celková hmotnost pohybujících se členů

$$m_{\text{pos}} = 6 \cdot m_{\dot{R}} + m_S = 6 \cdot 2\,230 + 3\,000 = 16\,380 \text{ kg} \quad (4.14)$$

Redukce setrvačnosti pohybujících se členů (řetězy a sochor) na hnací hřídel pomocí rovnosti kinetických energií

$$E_{k, \text{POS}} = E_{k, \text{ROT}} \quad (4.15)$$

$$\frac{1}{2} \cdot m_{\text{pos}} \cdot v_{\dot{R}}^2 = \frac{1}{2} \cdot I_{\text{RED}} \cdot \omega_h^2 \rightarrow I_{\text{RED}} = \frac{m_c \cdot v_{\dot{R}}^2}{\omega_h^2} \quad (4.16)$$

Úhlová rychlost hnací hřídele

$$v_{\dot{R}} = \frac{D_{\dot{R}}}{2} \cdot \omega_h \rightarrow \omega_h = \frac{2 \cdot v_{\dot{R}}}{D_{\dot{R}}} = \frac{2 \cdot 1,67}{1,00286} = 3,3 \text{ s}^{-1} \quad (4.17)$$

Redukovaný hmotový moment setrvačnosti na hnací hřídel pohonu

$$I_{\text{RED}} = \frac{m_c \cdot v_{\dot{R}}^2}{\omega_h^2} = \frac{16\,380 \cdot 1,67^2}{3,3^2} = 4\,195 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (4.18)$$

Tab. 4.2: Momenty setrvačnosti dílů umístěných na hnací hřídeli určené z 3D modelů

Moment setrvačnosti řetězového kola	$I_{\dot{R}K}$	22,8	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Moment setrvačnosti hnací hřídele	I_H	1,6	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Moment setrvačnosti spojek na hnací hřídeli	I_S	0,8	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$

Celkový moment setrvačnosti na hnací hřídeli

$$I_{\text{CELK}} = I_R + 6 \cdot I_{\dot{R}K} + 2 \cdot I_H + 2 \cdot I_S = 4\,195 + 6 \cdot 22,8 + 2 \cdot 1,6 + 2 \cdot 0,8 = 4\,337 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (4.19)$$

Hnací rozběhový moment na hřídeli pro dosažení zrychlení

$$M_z = I_{\text{CELK}} \cdot \varepsilon_h = 4\,337 \cdot 2,8 = 12\,147 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (4.20)$$

Celkový rozběhový moment

$$M_{\text{DYN}} = M_v + M_z = 138 + 12\,147 = 12\,282 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (4.21)$$

S ohledem na charakter těžkého hutního provozu a dodržení požadovaného rozběhu stroje je volen pohon s větším záběrovým momentem. Díky předimenzování pohonu dochází také k menšímu namáhání pohonu, zvýšení spolehlivosti chodu a také prodloužení jeho životnosti.

Pro zajištění značného momentového přebytku je volen elektromotor s větším výkonem, než je hodnota v zadání této práce. V zadání je k pohonu řetězů doporučen elektromotor s výkonem 15 kW. Tento motor má v kombinaci s převodovkou pro dosažení požadované kinematiky na výstupu nominální krouticí moment s hodnotou 6 000 N·m. Při použití tohoto pohonu by nebylo dosaženo velkého přebytku momentu a tím i vyšší spolehlivosti a životnosti. Pro pohon dopravních řetězů jsem tedy zvolil elektromotor s výkonem 30 kW. Vyšší pořizovací cena většího motoru je zcela zanedbatelná vzhledem k značnému zvýšení spolehlivosti celého stroje.

Tab. 4.3: Parametry pohonu řetězů dopravníku [19]

Označení motoru	SEW-EURODRIVE DRN200L4		
Typ motoru	Asynchronní třífázový		
Nominální výkon motoru	P_n	30	kW
Otáčky motoru	n_M	1 480	min ⁻¹
Krouticí moment	M_M	194	N·m
Poměrný záběrový moment	M_A/M_M	2,9	-
Označení brzdy	SEW-EURODRIVE BE 32		
Typ brzdy	Kotoučová (dva kotouče)		
Brzdný moment	M_B	400	N·m
Hmotnost motoru včetně brzdy	m_M	345	kg
Označení převodovky	SEW-EURODRIVE K157		
Typ převodovky	Kuželočelní třístupňová		
Skutečný převodový poměr	$i_{p, sk}$	46,79	
Průměr výstupní hřídele	d_{HP}	120	mm
Délka výstupního hřídele	l_{HP}	210	mm
Příslušenství převodovky	Adaptér SEW-EURODRIVE AM200		
Popis příslušenství	Adaptér pro montáž přírubového elektromotoru na převodovku. Adaptér obsahuje pružnou spojku pro tlumení rázů		
Hmotnost převodovky včetně adaptéru	$m_{pŘ}$	720	kg
Provozní faktor dle výrobce pro zvolenou kombinaci převodovky a motoru	f_B	2,0	

Otáčky na výstupu z převodovky (na hnací hřídeli pohonu)

$$i_{p, SK} = \frac{n_M}{n_2} \rightarrow n_2 = \frac{n_M}{i_{p, SK}} = \frac{1\,480}{46,79} = 31,6 \text{ min}^{-1} \quad (4.22)$$

Výstupní nominální moment na výstupu z převodovky

$$i_{p, SK} = \frac{M_{2n}}{M_M} \rightarrow M_{2n} = i_{p, SK} \cdot M_M = 46,79 \cdot 194 = 9\,077 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (4.23)$$

Výstupní záběrový moment na výstupu z převodovky

$$M_{2z} = \frac{M_A}{M_M} \cdot M_{2n} = 2,9 \cdot 9\,077 = 26\,324 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (4.24)$$

Kontrola zatížení zvolené převodovky

$$M_{DYN} \cdot f_B < M_{2z} \quad (4.25)$$

$$12\,282 \cdot 2 < 26\,324 \quad (4.26)$$

$$24\,563 < 26\,324 \rightarrow \text{zvolená pohon vyhovuje podmínce zatížení} \quad (4.27)$$

Kontrola provozních parametrů převodovky

Určení koeficientů f_{Bd} , f_{B1} a f_{B2} viz Příloha A.

Parametry pro koeficient f_{Bd} :

- Četnost spínání – uvažovaná četnost přepravování sochoru je 1x za minutu \rightarrow četnost spínání je $S_\xi = 60 \text{ hod}^{-1}$
- Denní provozní doba zařízení – je uvažován nepřetržitý provoz $\rightarrow P_D = 24 \text{ hod}$
- Rázový stupeň provozu – je uvažován silně nestejnoměrný provoz s velkými rázy \rightarrow **rázový stupeň kategorie III**

Podle výše uvedených parametrů byl určen pomocí diagramu od výrobce součinitel $f_{Bd} = 1,7$.

Parametry pro koeficient f_{B1} :

- Teplota provozního okolí – uvažovaná teplota okolí $t_{po} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$
- Rázový stupeň provozu – **rázový stupeň kategorie III**

Podle výše uvedených parametrů byl určen pomocí diagramu $f_{B1} = 1,3$.

Parametry pro koeficient f_{B2} :

- Doba zatížení stroje – uvažovaný provoz po dobu **0,03 minut 60 x za hodinu** →

$$ED_T = \frac{0,03 \cdot 60}{60} \cdot 100 = 3 \% \quad (4.28)$$

Podle výše uvedených parametrů byl určen pomocí diagramu $f_{B2} = 0,8$.

Celkový minimální provozní součinitel pohonu

$$f_{B, \text{celk}} = f_{Bd} \cdot f_{B1} \cdot f_{B2} = 1,7 \cdot 1,3 \cdot 0,8 = 1,77 \quad (4.29)$$

$$f_{B, \text{celk}} \leq f_B \quad (4.30)$$

$$1,77 \leq 2,0 \rightarrow \textbf{Zvolený pohon provozně vyhovuje} \quad (4.31)$$

Kontrola skutečné obvodové rychlosti řetězu

Pro dodržení technologického procesu válcování je nutné dodržení přepravní rychlosti sochoru. Dovolená odchylka pro rychlost přepravy sochoru je $\Delta v_{\check{R}} = 3 \%$.

$$v_{\check{R}, \text{min}} \leq v_{\check{R}, \text{SK}} < v_{\check{R}, \text{max}} \quad (4.32)$$

$$v_{\check{R}} \cdot \left(1 - \frac{\Delta v_{\check{R}}}{100}\right) \leq \pi \cdot D_{\check{R}} \cdot \frac{n_2}{60} \leq v_{\check{R}} \cdot \left(1 + \frac{\Delta v_{\check{R}}}{100}\right) \quad (4.33)$$

$$1,67 \cdot \left(1 - \frac{3}{100}\right) \leq \pi \cdot 1,003 \cdot \frac{31,6}{60} \leq 1,67 \cdot \left(1 + \frac{3}{100}\right) \quad (4.34)$$

$$1,62 \leq 1,65 \leq 1,72 \rightarrow \textbf{Zvolený pohon kinematicky vyhovuje} \quad (4.35)$$

5. Návrh a kontrola prvků pohonu řetězů

Předběžný návrh průměru hřídele z podmínky krutu

$$\tau_{kh} = \frac{M_{kh}}{W_{kh}} = \frac{M_{2z}}{\frac{\pi \cdot d_h^3}{16}} = \frac{16 \cdot M_{2n} \cdot \frac{M_A}{M_M}}{\pi \cdot d_h^3} \leq \frac{R_{eh}}{k_{Sh}} \rightarrow$$
$$\rightarrow d_h \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{2n} \cdot \frac{M_A}{M_M} \cdot k_{Sh}}{\pi \cdot R_{eh}}} \quad (5.1)$$

Materiál hnací hřídele je **ocel 15 142.6** (42CrMo4) → minimální mez kluzu

$R_{eh} = 550 \text{ MPa}$. [8]

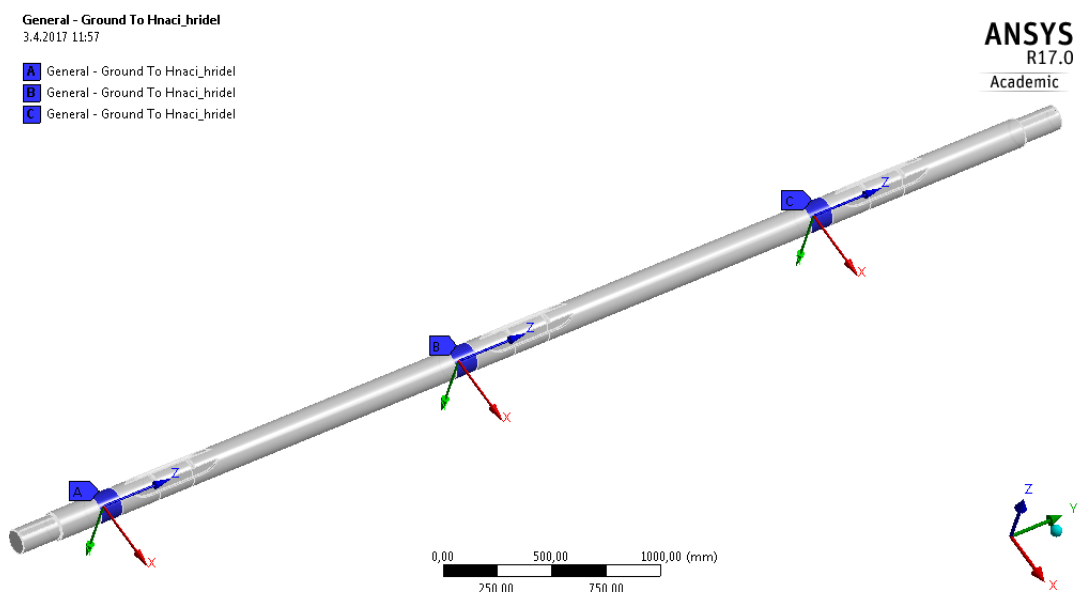
S ohledem na provozní podmínky je volena statická bezpečnost **$k_{Sh} = 3$** .

$$d_{h,min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 9077 \cdot 10^3 \cdot 2,9 \cdot 3}{\pi \cdot 550}} = \mathbf{90 \text{ mm}} \quad (5.2)$$

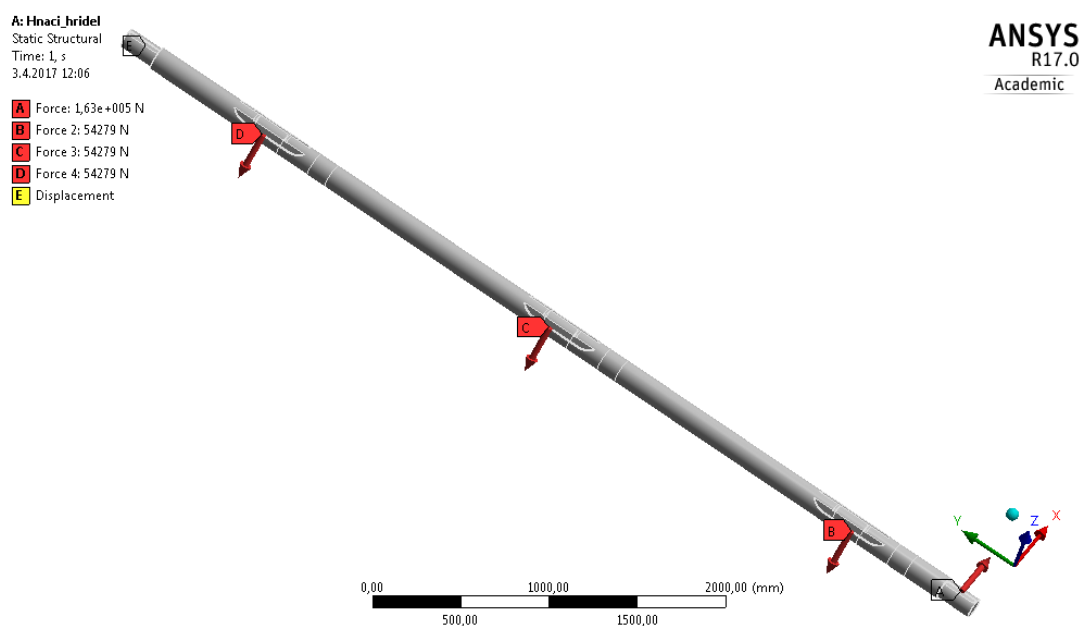
Jelikož pro návrh nebyl brán v úvahu ohyb od sil vznikajících v řetězech a nebyly zohledněny také koncentrátoři napětí (vruby), tak je volen průměr hřídele **$d_h = 140 \text{ mm}$** . Válcové konce hřídele pro spojky jsou voleny podle výstupního hřídele převodovky, mají tedy průměr **$d_{2h} = 120 \text{ mm}$** .

Úplná pevnostní kontrola hnací hřídele

Pevnostní kontrola hřídele byla provedena pomocí programu Ansys Workbench 17.0. Pro analýzu byly definované uchycení v místě ložiskových těles (viz obr. 5.1). Pro podporu A byla definovaná vazba, která zachycuje posunutí ve všech třech směrech a umožňuje natočení kolem všech tří os (axiálně vodivé ložisko). Pro podpory B a C bylo definováno zachycení posunutí ve směru os X a Y a bylo rovněž umožněno natočení kolem všech tří os. Pro umožnění posunutí v důsledku teplotních dilatací a deformace hřídele od zatížení byl umožněn v podporách B a C posuv v směru osy Z. (axiálně volné ložiska).



Obr. 5.1: Definice vazeb pro pevnostní analýzu hnací hřídele

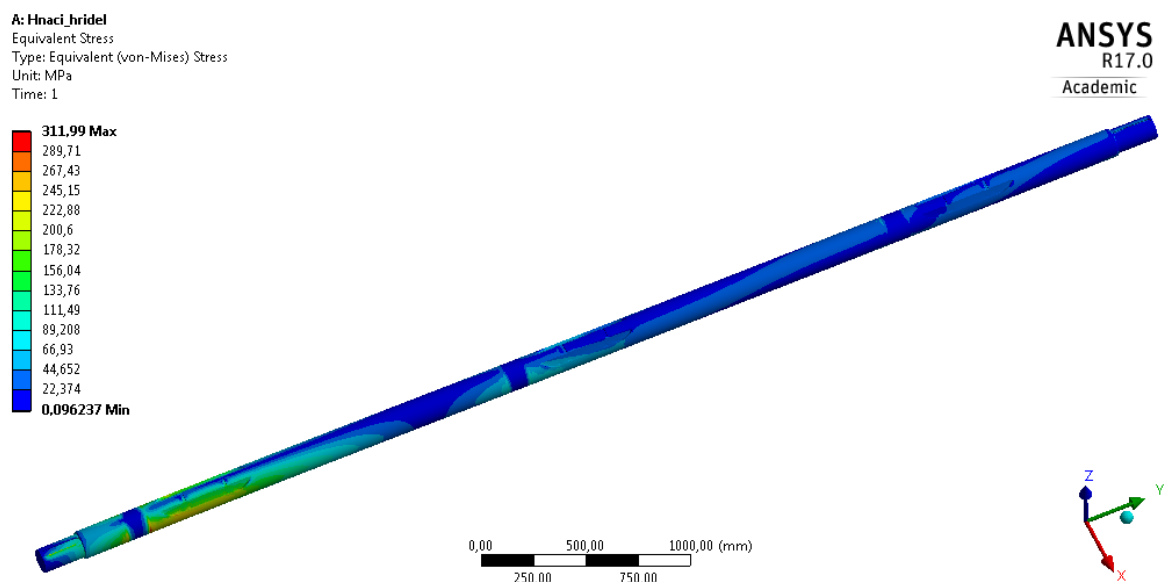


Obr. 5.2: Zatížení hnací hřídele pro kontrolu pomocí MKP

Pro analýzu bylo definováno zatížení od záběrového výstupního momentu $M_{2z} = 26\,324 \text{ N}\cdot\text{m}$. Na každou z hřídelí byla definována polovina tohoto momentu. Toto zatížení je zadáváno ve formě tečné síly F_{th} působící na hřídel. V místě každého řetězového kola byla zadána tečná síla odpovídající jedné třetině celkového vstupního momentu. Směr momentů v místě řetězových kol má opačný směr než vstupní moment (princip akce a reakce).

Tečná síla momentu působící na hřídel

$$\frac{M_{2z}}{2} = F_{th} \cdot \frac{d_h}{2} \rightarrow F_{th} = \frac{M_{2z}}{d_h} = \frac{26\,324}{0,14} = 162\,837 \text{ N} \quad (5.3)$$



Obr. 5.3: Výsledné redukované napětí na hnací hřídeli

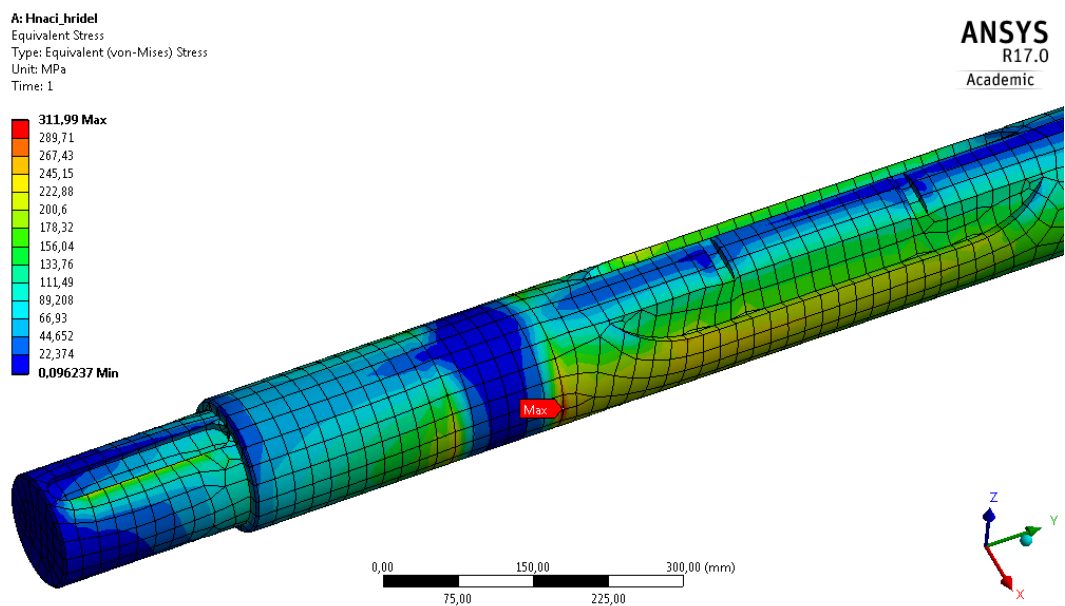
Maximální redukované napětí na hnací hřídeli je $\sigma_{h, RED} = 312 \text{ MPa}$.

Výsledná celková statická bezpečnost

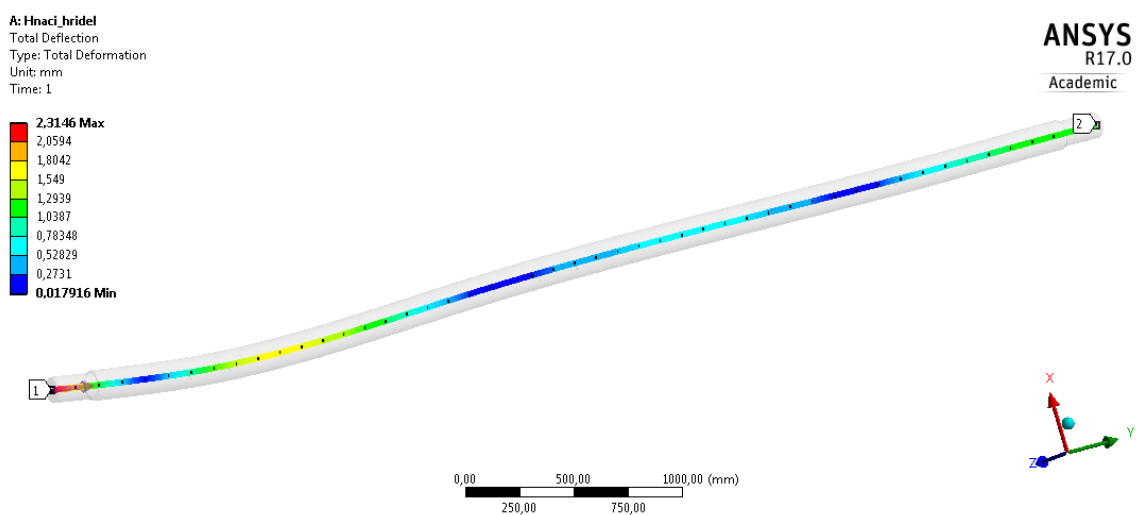
$$k_{sh} = \frac{R_{eh}}{\sigma_{h, RED}} = \frac{550}{312} = 1,8 \quad (5.4)$$

$$k_{sh} \leq k_{h, min} \quad (5.5)$$

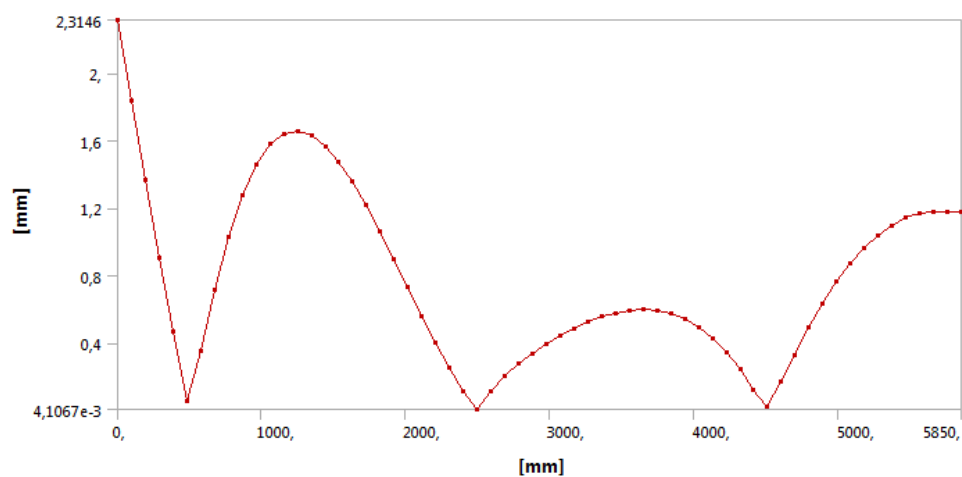
$$1,8 \leq 1,5 \rightarrow \text{hnací hřídel staticky vyhovuje} \quad (5.6)$$



Obr 5.4: Detail umístění místa s maximálním napětím na hnací hřídeli



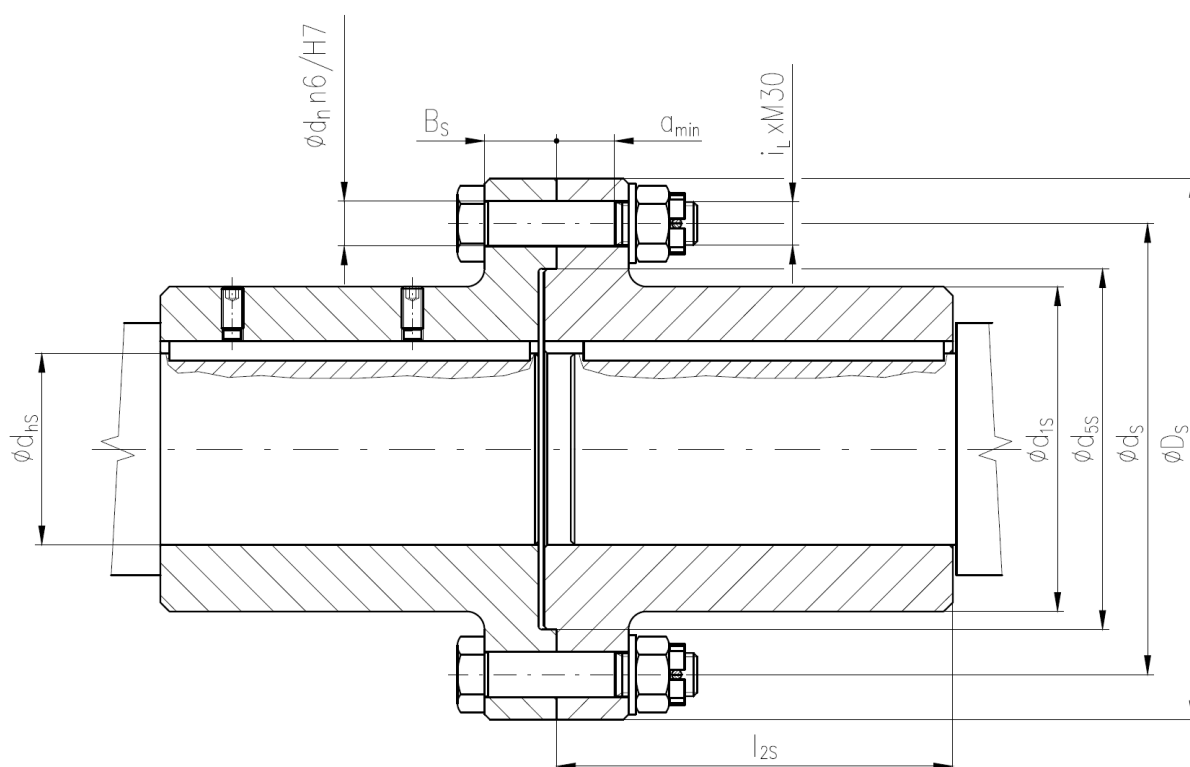
Obr. 5.5: Celkový průhyb hnací hřídele se zvětšeným měřítkem vykreslení



Obr. 5.5: Graf průběhu průhybu hnací hřídele

Návrh a kontrola hřídelové kotoučové spojky

S ohledem na podmínky těžkého provozu zařízení a časté rozběhy stroje s rázy jsou voleny pro přenos momentu mezi kotouči spojky lícované šrouby. Velikost lícovaných šroubů je volena **M30x120 5.6** a pro přenos je použito 8 šroubů $\rightarrow i_L = 8$ ks. Průměr lícovaného dříku šroubu M30 je **$d_n = 32$ mm**. [8]



Obr. 5.1: Schéma kotoučové spojky a její rozměry pro výpočet

Tab. 5.1: Rozměry navržené kotoučové spojky podle [10]

Průměr hřídele	$d_{hS} = d_h$	120	mm
Vnější průměr trubky	$d_{1S} = 1,5 \cdot d_{hS}$	180	mm
Roztečný průměr šroubů	$d_{2S} = 2,1 \cdot d_{hS}$	260	mm
Vnější průměr kotoučů	$D_S = 2,5 \cdot d_{hS}$	325	mm
Tloušťka přírub	$B_S = 0,33 \cdot d_{hS}$	40	mm
Středící průměr	$d_{5S} = 1,7 \cdot d_{hS}$	200	mm
Délka kotoučů spojky	$l_{2S} = 1,8 \cdot d_{hS}$	220	mm

Přenášený moment spojkou je $M_{2z} = 26\,324 \text{ N}\cdot\text{m}$ (výpočet viz rovnice 4.24).

Celková obvodová síla na roztečném průměru šroubů

$$M_{2z} = F_{LC} \cdot \frac{d_{2s}}{2} \rightarrow F_{LC} = \frac{2 \cdot M_{2z}}{d_{2s}} = \frac{2 \cdot 26\,324}{0,25} = 210\,592 \text{ N} \quad (5.7)$$

Kolmá síla na jeden šroub

$$F_L = \frac{F_{LC}}{i_L} = \frac{210\,592}{8} = 26\,324 \text{ N} \quad (5.8)$$

Kontrola napětí ve střihu

$$\tau_s = \frac{F_L}{S_L} = \frac{F_L}{\frac{\pi \cdot d_n^2}{4}} = \frac{4 \cdot 26\,324}{\pi \cdot 32^2} = 32,7 \text{ MPa} \quad (5.9)$$

Materiál lícovaných šroubů ocel **5.6** a lícování díry a šroubu je v tolerancích H7/n6 [6] → Dovolené napětí ve střihu $\tau_{Ds} = 50 \text{ MPa}$.

$$\tau_s \leq \tau_{s,dov} \quad (5.10)$$

$$32,7 \leq 50 \rightarrow \text{lícované šrouby vyhovují} \quad (5.11)$$

Kontrola otlačení

Z konstrukčního řešení spojky byla odměřena menší z kontaktních délek lícovaných šroubů a kotoučů $a_{\min} = 30 \text{ mm}$.

$$p_L = \frac{F_L}{S_{pL}} = \frac{F_L}{a_{\min} \cdot d_n} = \frac{26\,324}{30 \cdot 32} = 27,4 \text{ MPa} \quad (5.12)$$

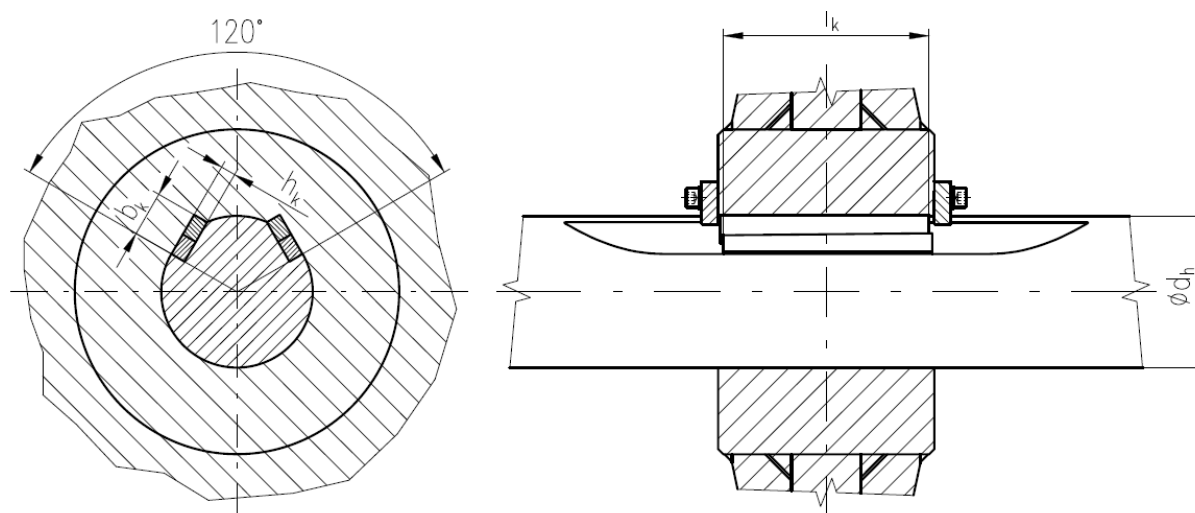
Materiál kotoučů spojky **11 600.1** (E335) → Dovolené otlačení $p_{D1} = 100 \text{ MPa}$ [8]

$$p_L \leq p_{D1} \quad (5.13)$$

$$27,4 \leq 100 \rightarrow \text{lícované šrouby vyhovují} \quad (5.14)$$

Přenos krouticího momentu z hřídele na řetězová kola

S ohledem na hutní provozní podmínky, průměr hřídele a montáž řetězových kol na hřídel jsou pro přenos momentu z hřídele na kola voleny tangenciální klíny (viz obr. 5.2).



Obr. 5.2: Rozměry spojení hřídele a řetězového kola pomocí tangenciálních klínů

Tab. 5.2: Rozměry tangenciálních klínů podle [29]

Průměr hřídele klínového spoje	D_h	140	mm
Úkos klínů	$K_k = (1:100 \div 1:60)$	1:95	-
Výška klínů	$h_k = 0,1 \cdot d_{1H}$	14	mm
Šířka klínů	$b_k = 0,3 \cdot d_{1H}$	42	mm
Poloměr zaoblení drážky	r_k	2	mm
Sražení podélných hran klínů	a_k	3	mm

Délka klínů je volena s ohledem na šířku náboje řetězových kol, klíny mají délku $l_k = 190 \text{ mm}$.

Tečná síla působící na klíny všech řetězových kol

$$M_{2z} = F_{kC} \cdot \frac{d_h}{2} \rightarrow F_{kC} = \frac{2 \cdot M_{2z}}{d_h} = \frac{2 \cdot 26\,324}{0,14} = 376\,057 \text{ N} \quad (5.15)$$

Tečná síla připadající na jeden spoj klíny

$$F_k = \frac{F_{kC}}{6} = \frac{376\,057}{6} = 62\,676 \text{ N} \quad (5.16)$$

Otlačení klínů

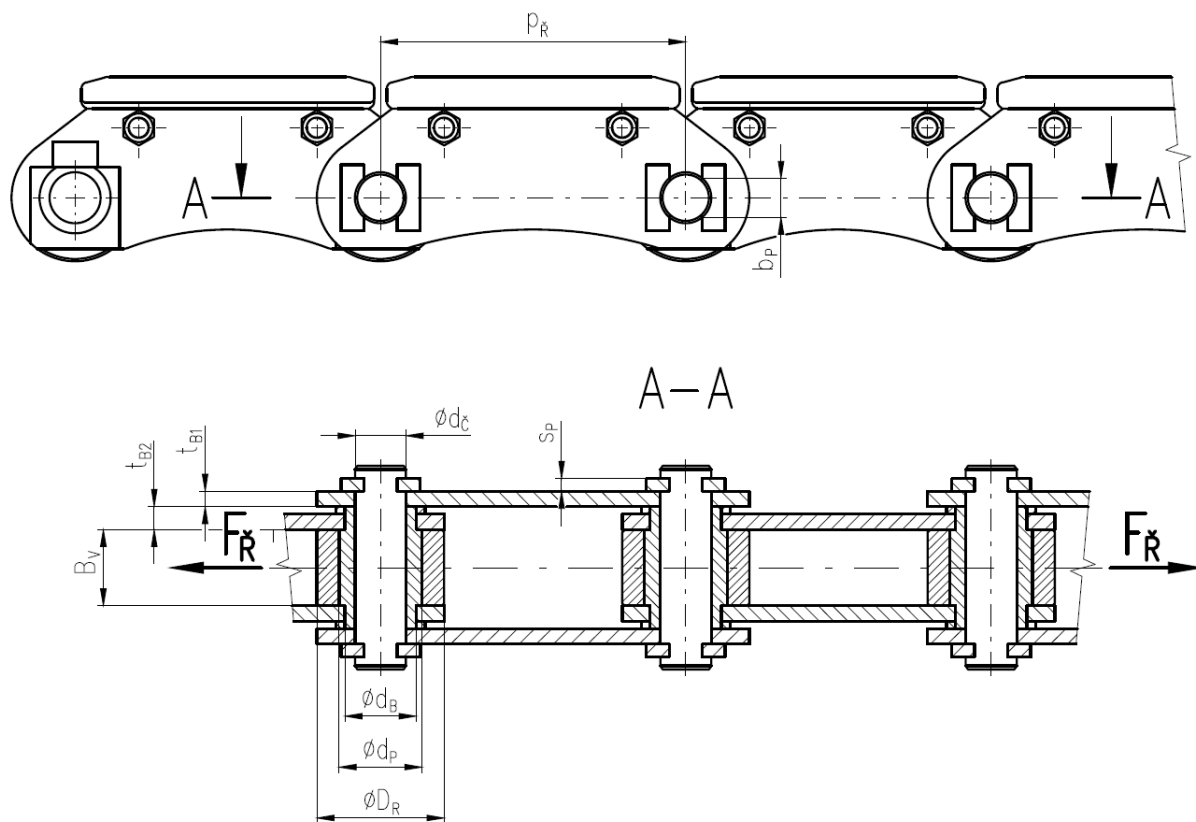
$$p_k = \frac{F_k}{S_k} = \frac{F_k}{b_k \cdot h_k} = \frac{62\,676}{14 \cdot 190} = 28 \text{ MPa} \quad (5.17)$$

Materiál hnací hřídele **15 142.6** (42CrMo4) → Dovolené otlačení **$p_{D2} = 120 \text{ MPa}$** [8]

$$p_k \leq p_{D2} \quad (5.18)$$

$$28 \leq 120 \rightarrow \text{tangenciální klíny vyhovují} \quad (5.19)$$

6. Návrh nosného řetězu



Obr. 6.1: Nosný řetěz dopravníku

Tab. 6.1: Rozměry nosného řetězu dopravníku

Vnější průměr rolny	D_R	100	mm
Rozteč článků	p_R	240	mm
Průměr čepů	$d_Č$	40	mm
Průměr pouzdra	d_P	65	mm
Vnitřní šířka vnějšího článku	B_V	60	mm
Šířka mazacích drážek na rolně	B_D	20	mm
Tloušťka bočnic vnějšího článku	t_{B1}	12	mm
Tloušťka bočnic vnitřního článku	t_{B2}	18	mm
Průměr osazení pouzdra v bočnici	d_B	56	mm
Tloušťka příložky proti otočení čepu	s_P	10	mm
Délka drážky příložky na čepu	b_P	30	mm

Kontrola otláčení v kontaktu rolny a pouzdra

Tažná síla v řetězu

$$\frac{M_{2n}}{6} = F_t \cdot \frac{D_{\check{R}}}{2} \rightarrow F_t = \frac{\frac{M_{2n}}{6}}{\frac{D_{\check{R}}}{2}} = \frac{M_{2n}}{3 \cdot D_{\check{R}}} = \frac{9\,077}{3 \cdot 1,003} = 3\,017 \text{ N} \quad (6.1)$$

Odstředivá složka síly [7]

$$F_m = m_{l\check{R}} \cdot v_{\check{R}}^2 = 65 \cdot 1,65^2 = 107 \text{ N} \quad (6.2)$$

Tahová složka síly od průhybu volné větve [7]

Parametry volné větve řetězu určené z konstrukčního řešení

Vzdálenost mezi podpěrnými kladkami na volné větvi

$$A_K = 4\,500 \text{ mm}$$

Průhyb volné větve

$$y = 380 \text{ mm}$$

$$F_p \cong \frac{m_{l\check{R}} \cdot A_K^2}{8 \cdot y} \cdot g \cong \frac{65 \cdot 4,5^2}{8 \cdot 0,38} \cdot 9,81 \cong 4\,248 \text{ N} \quad (6.3)$$

Výsledná radiální síla působící na jednu rolnu

$$\begin{aligned} F_R &= \sqrt{(F_S + F_{Rl})^2 + (F_t + F_m + F_p)^2} = \\ &= \sqrt{(4\,905 + 154)^2 + (3\,017 + 107 + 4\,248)^2} = 8\,940 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.4)$$

Střední měrný tlak v kontaktu pouzdra a rolny

$$p_{PR} = \frac{F_R}{S_{PR}} = \frac{F_R}{(B_V - B_D) \cdot d_p} = \frac{8\,940}{(60 - 20) \cdot 65} = 3,5 \text{ MPa} \quad (6.5)$$

Materiál pouzder a rolen **14 220.4** (16MnCr5) → Dovolené otláčení **$p_{D3} = 55 \text{ MPa}$** (Určení viz příloha H)

$$p_{PR} \leq p_{D3} \quad (6.6)$$

$$3,5 \leq 300 \rightarrow \text{otlačení pouzder vyhovuje} \quad (6.7)$$

S ohledem na malou hodnotu otlačení nejsou čepy kontrolovány na stříh ani ohyb.

Otáčky rolny při odvalování

$$v_{\check{R}, SK} = \pi \cdot D_R \cdot \frac{n_R}{60} \rightarrow n_R = \frac{60 \cdot v_{\check{R}, SK}}{\pi \cdot D_R} = \frac{60 \cdot 1,65}{\pi \cdot 0,1} = 315 \text{ min}^{-1} \quad (6.8)$$

Kontrola otlačení v kontaktu pouzdra a bočnic vnitřních článků řetězu

Střední měrný tlak v kontaktu

$$p_{PB} = \frac{F_R}{S_{PB}} = \frac{F_R}{t_{B2} \cdot d_B} = \frac{8\,940}{18 \cdot 56} = 8,9 \text{ MPa} \quad (6.9)$$

Materiál bočnic ocel **11 523.1** (S355J2G4) \rightarrow Dovolené otlačení **$p_{D4} = 100 \text{ MPa}$** [8]

$$p_{PB} \leq p_{D4} \quad (6.10)$$

$$8,9 \leq 100 \rightarrow \text{otlačení bočnic vyhovuje} \quad (6.11)$$

Kontrola otlačení v kontaktu čepu a bočnic vnějšího článků řetězu

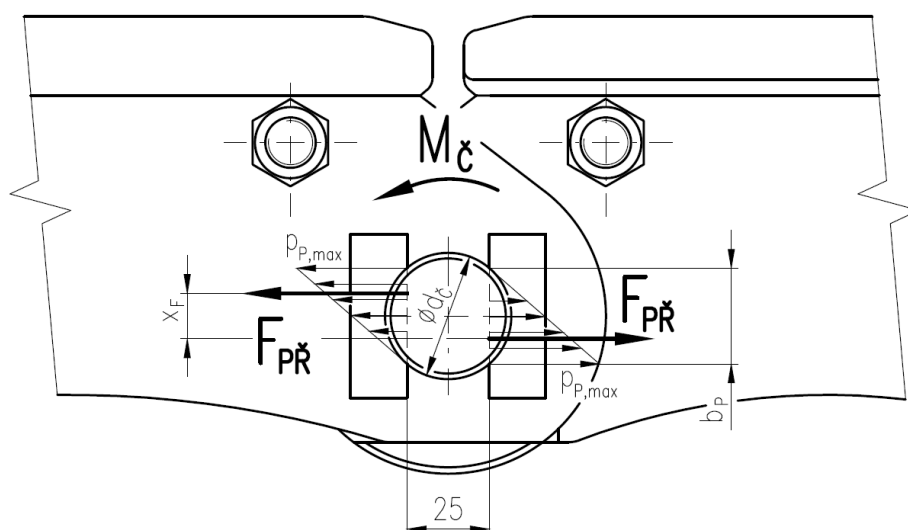
Střední měrný tlak v kontaktu

$$p_{\check{C}B} = \frac{F_R}{S_{\check{C}B}} = \frac{F_R}{t_{B1} \cdot d_{\check{C}}} = \frac{8\,940}{12 \cdot 40} = 18,6 \text{ MPa} \quad (6.12)$$

$$p_{\check{C}B} \leq p_{D4} \quad (6.13)$$

$$18,6 \leq 100 \rightarrow \text{otlačení bočnic vyhovuje} \quad (6.14)$$

Kontrola otláčení v kontaktu čepu a přílozek čepu



Obr. 6.2: Otláčení příložek proti pootočení čepů řetězu

Zatěžující síla z rozložení tlaku

$$F_{PŘ} = \frac{1}{2} \cdot p_{P,max} \cdot s_p \cdot b_p \rightarrow p_{P,max} = \frac{2 \cdot F_{PŘ}}{s_p \cdot b_p} \quad (6.15)$$

Vyjádření síly z momentu na čepu

$$M_{kP} = F_{PŘ} \cdot x_F = F_{PŘ} \cdot \left(b_p - \frac{2}{3} \cdot b_p \right) = \frac{F_{PŘ} \cdot b_p}{3} \rightarrow F_{PŘ} = \frac{3 \cdot M_{kP}}{b_p} \quad (6.16)$$

Maximální kontaktní tlak

$$p_{P,max} = \frac{2 \cdot F_{PŘ}}{s_p \cdot b_p} = \frac{2 \cdot \frac{3 \cdot M_{kP}}{b_p}}{s_p \cdot b_p} = \frac{6 \cdot M_{kP}}{s_p \cdot b_p^2} \quad (6.17)$$

Celková tahová síla v řetězu

$$F_{\dot{R}} = F_t + F_m + F_p = 3\,017 + 107 + 4\,248 = 7\,372 \text{ N} \quad (6.18)$$

Celkový krouticí moment na jednom čepu řetězu

$$\begin{aligned} M_{\check{C}} &= \frac{1}{2} \cdot F_{\check{R}} \cdot p_{\check{R}} = \frac{1}{2} \cdot F_{\check{R}} \cdot \sin \frac{180^\circ}{z_1} \cdot p_{\check{R}} = \\ &= \frac{1}{2} \cdot 7\,372 \cdot \sin \frac{180^\circ}{13} \cdot 240 = 211\,708 \text{ N}\cdot\text{mm} \end{aligned} \quad (6.19)$$

Krouticí moment na jednu příložku

$$M_{kP} = \frac{M_{\check{C}}}{i_{p\check{R}}} = \frac{211\,708}{4} = 52\,927 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (6.20)$$

Maximální kontaktní tlak

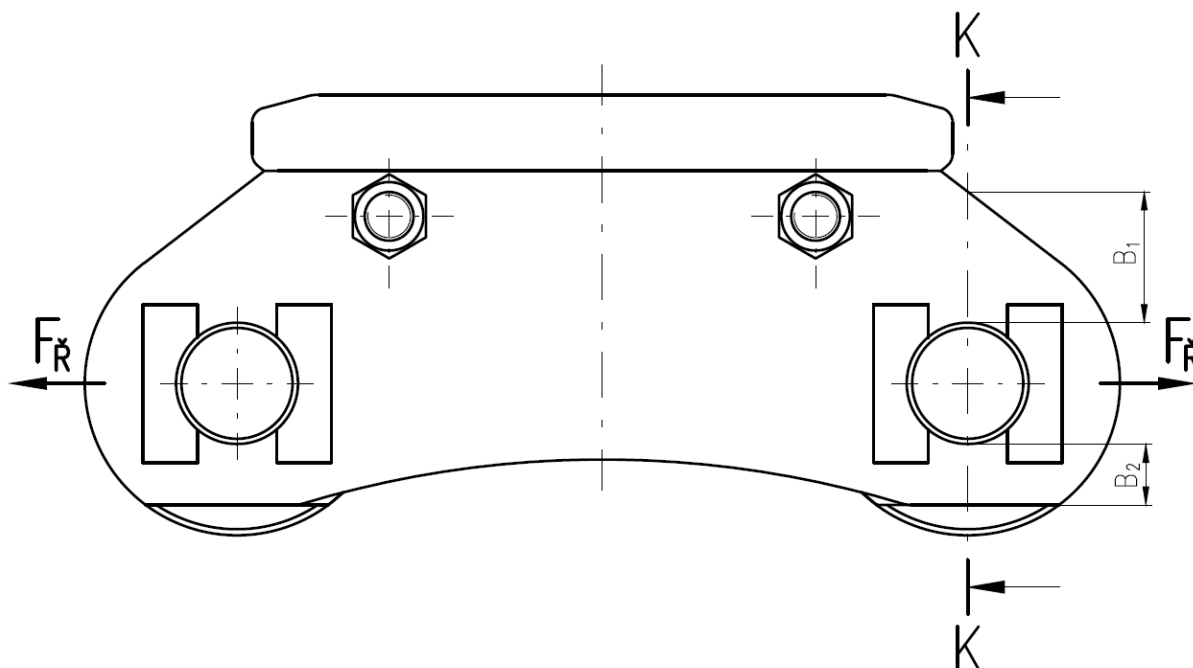
$$p_{P, \max} = \frac{6 \cdot M_{kP}}{s_p \cdot b_p^2} = \frac{6 \cdot 52\,927}{10 \cdot 30^2} = 35,3 \text{ MPa} \quad (6.21)$$

Materiál příložek ocel **11 523.1** (S355J2G4) → Dovolené otláčení **p_{D5} = 100 MPa** [8]

$$p_{P, \max} \leq p_{D5} \quad (6.22)$$

$$35,3 \leq 100 \rightarrow \textbf{otlačení příložek čepu vyhovuje} \quad (6.23)$$

Kontrola tahového namáhání vnější bočnice



Obr. 6.3: Kritický průřez K-K při tahovém namáhání bočnic vnějšího članku

Celková šířka kritického průřezu (viz. Obr. 6.2)

$$B_{KR} = B_1 + B_2 = 43 + 20 = 63 \text{ mm} \quad (6.24)$$

Tahové napětí v kritickém průřezu bočnice

$$\sigma_{tB} = \frac{F_R}{S_B} = \frac{F_R}{2 \cdot B_{KR} \cdot t_{B1}} = \frac{7\,372}{2 \cdot 63 \cdot 12} = 14,9 \text{ MPa} \quad (6.25)$$

Materiál bočnic ocel **11 523.1** (S355J2G4) → Minimální mez kluzu **$R_{eB} = 355 \text{ MPa}$** [8]

Statická bezpečnost

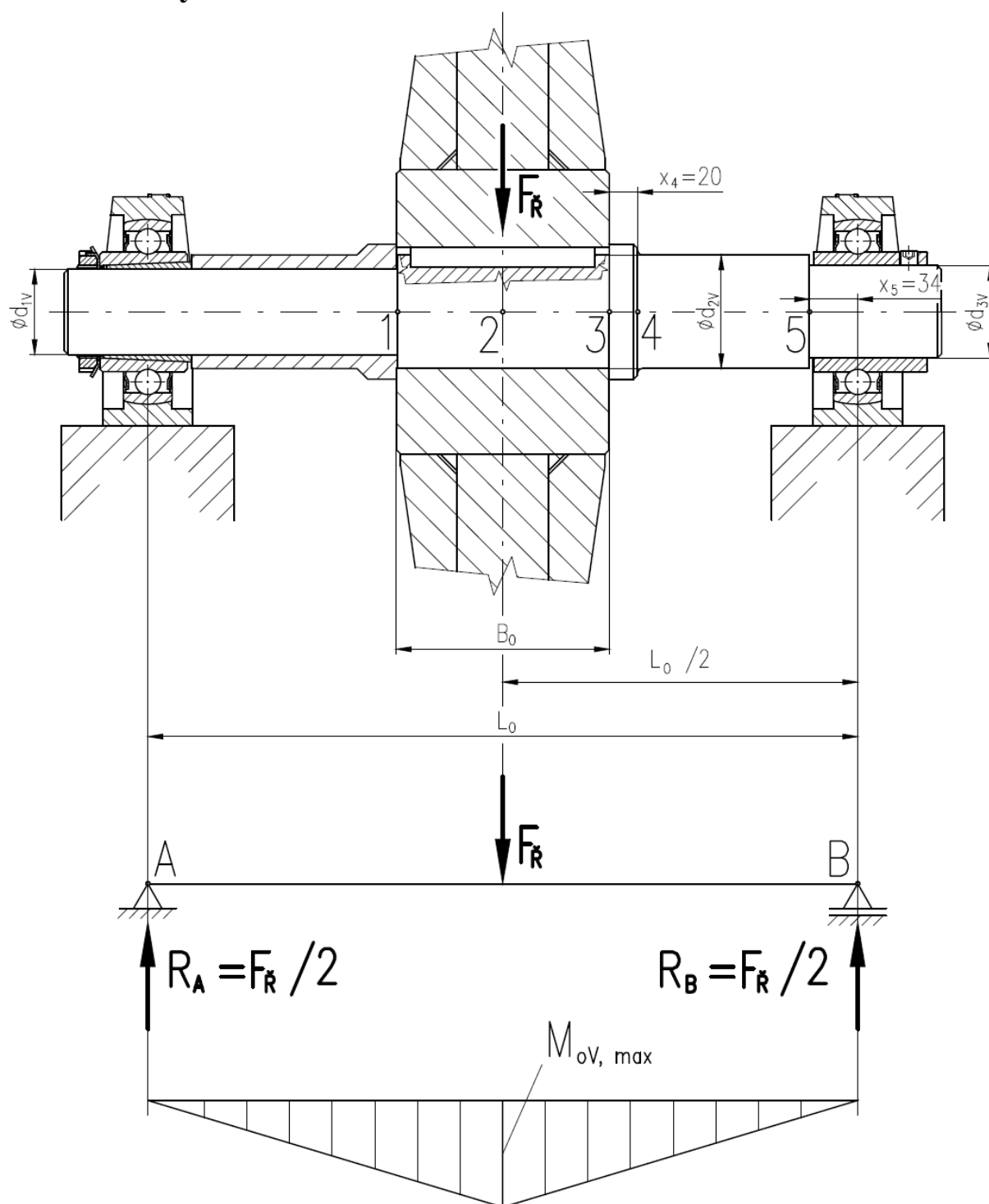
$$k_{sB} = \frac{R_{eB}}{\sigma_{tB}} = \frac{355}{14,9} = 23,8 \quad (6.26)$$

Minimální statická bezpečnost **$k_{sB, \min} = 2$**

$$k_{sB} \geq k_{sB, \min} \quad (6.27)$$

$$23,8 \geq 2 \rightarrow \text{bočnice staticky vyhovují} \quad (6.28)$$

7. Kontrola osy vratného řetězového kola



Obr. 7.1: Zatížení osy vratného ložiska a určení kritických průřezů pro statickou kontrolu

Tab. 7.1: Rozměry osy vratného řetězového kola

Vzdálenost mezi podporami	L_{OV}	500	mm
Šířka vratného řetězového kola	B_o	150	mm
Průměr osy pro ložisko s axiálně pevným uchycením	d_{1v}	60	mm
Průměr osy pro řetězové kolo	d_{2v}	80	mm
Průměr osy pro axiálně volné ložisko	d_{3v}	65	mm

Reakce v ložiscích

$$\sum M_{iA} = 0 \quad (7.1)$$

$$F_{\dot{R}} \cdot \frac{L_o}{2} - R_B \cdot L_o = 0 \rightarrow R_B = \frac{F_{\dot{R}}}{2} = \frac{7\,372}{2} = 3\,686 \text{ N} \quad (7.2)$$

Vzorce pro vyplnění *tabulky 7.1* v jednotlivých kritických průřezích:

Ohybové moment

$$M_{ox} = R_A \cdot x_x \quad (7.3)$$

Nominální napětí v průřezu

$$\sigma_{ox} = \frac{M_{ox}}{W_{ox}} = \frac{M_{ox}}{\frac{\pi \cdot d_x^3}{32}} \quad (7.4)$$

Maximální napětí v průřezu

$$\sigma_{ox, \max} = \alpha_x \cdot \sigma_{ox} \quad (7.5)$$

Součinitele koncentrace napětí α_x jsou určeny pomocí kalkulátoru viz. [26]

Součinitel statické bezpečnosti

$$k_{sx} = \frac{R_{eo}}{\sigma_{ox, max}} \quad (7.6)$$

Materiál osy ocel **12 050.1** (C45) → Minimální mez kluzu **$R_{eo} = 325 \text{ MPa}$** [1]

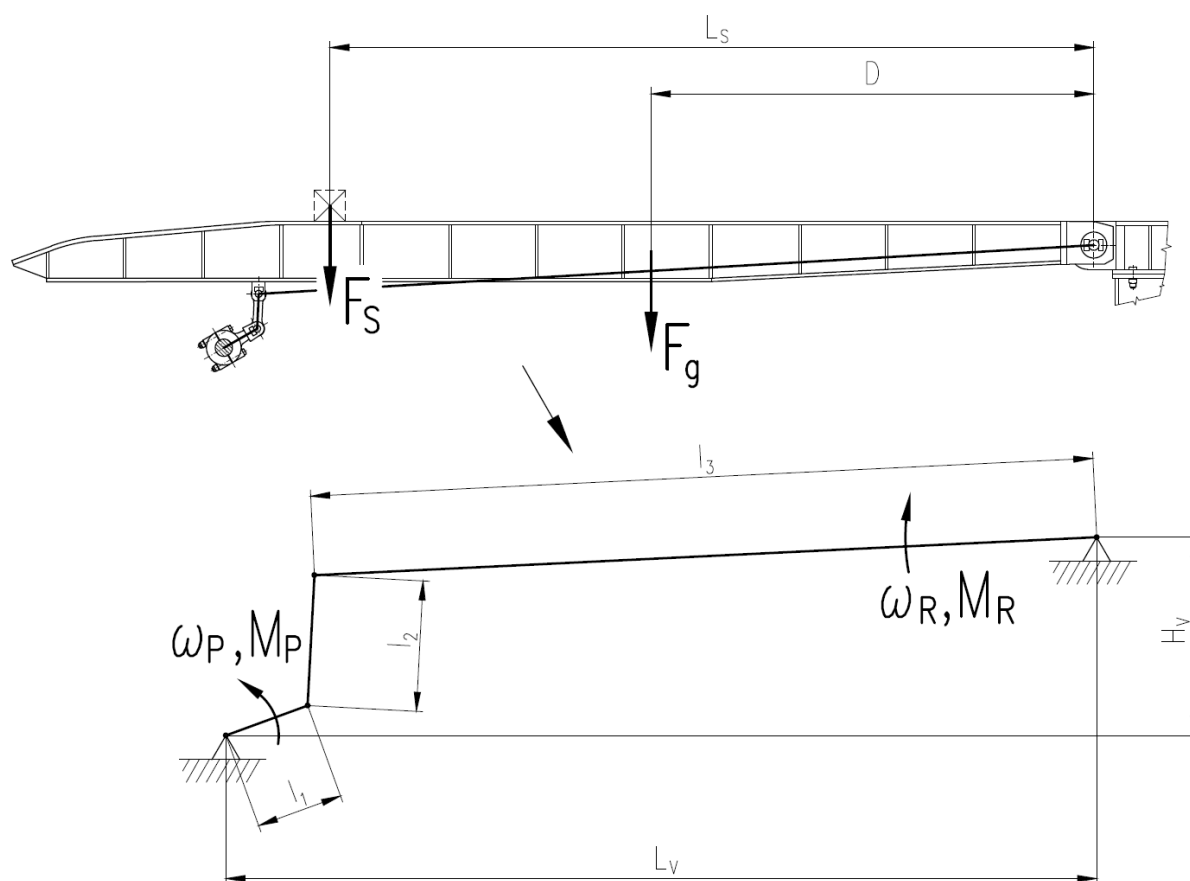
Tab. 7.2: Statická ohybová kontrola osy vratného ložiska v určených kritických průřezích

Kritický průřez	x	1	2	3	4	5
Průměr	$d_{xy} \text{ [mm]}$	60	80	80	80	65
Vzdálenost od podpory	$x_x \text{ [mm]}$	175	250	175	155	34
Ohybový moment	$M_{ox} \text{ [N} \cdot \text{m]}$	645	922	645	571	125
Nominální napětí	$\sigma_{ox} \text{ [MPa]}$	30,4	18,3	12,8	11,4	8,6
Součinitel koncentrace napětí	$\alpha_x \text{ [-]}$	2,99	3,28	2,97	2,11	2,89
Maximální napětí	$\sigma_{ox, max} \text{ [MPa]}$	91	60	38	24	25
Statická bezpečnost	$k_{sx} \text{ [-]}$	3,6	5,4	8,6	13,5	13

Ve všech kritických průřezích je součinitel statické bezpečnosti větší než $k_{s, min} = 3 \rightarrow$
Osa staticky vyhovuje.

8. Návrh pohonu zdvihu

Pro návrh pohonu zdvihu byl použit výpočet pomocí čtyřkloubového mechanismu (soustava páka-těhlice-rameno). Rozměry mechanismu jsou dány konstrukčním řešením celého řetězového dopravníku.



Obr. 8.1: Mechanismus zdvihu kolejnic a jeho zjednodušení na výpočtový model čtyřkloubového mechanismu

Tab. 8.1: Rozměry čtyřkloubového mechanismu zdvihu ramen

Délka hnací páky	l_1	220	mm
Délka spojovací těhlice	l_2	400	mm
Délka hnaného ramene	l_3	4 700	mm
Vodorovná vzdálenost mezi osami hnacího a hnaného členu	L_V	5 000	mm
Svislá vzdálenost mezi osami hnacího a hnaného členu	H_V	590	mm

Pohon byl navržen podle stanovených parametrů na výstupním členu mechanismu, tedy na hnaném rameni. Parametry pro určení pohonu jsou úhlová rychlost zvedání ramene ω_R a moment zátěže na rameni M_R . Pro určení průběhu těchto veličin byla použita analýza mechanismů pomocí programu **PTC Creo Parametric 3.0**.

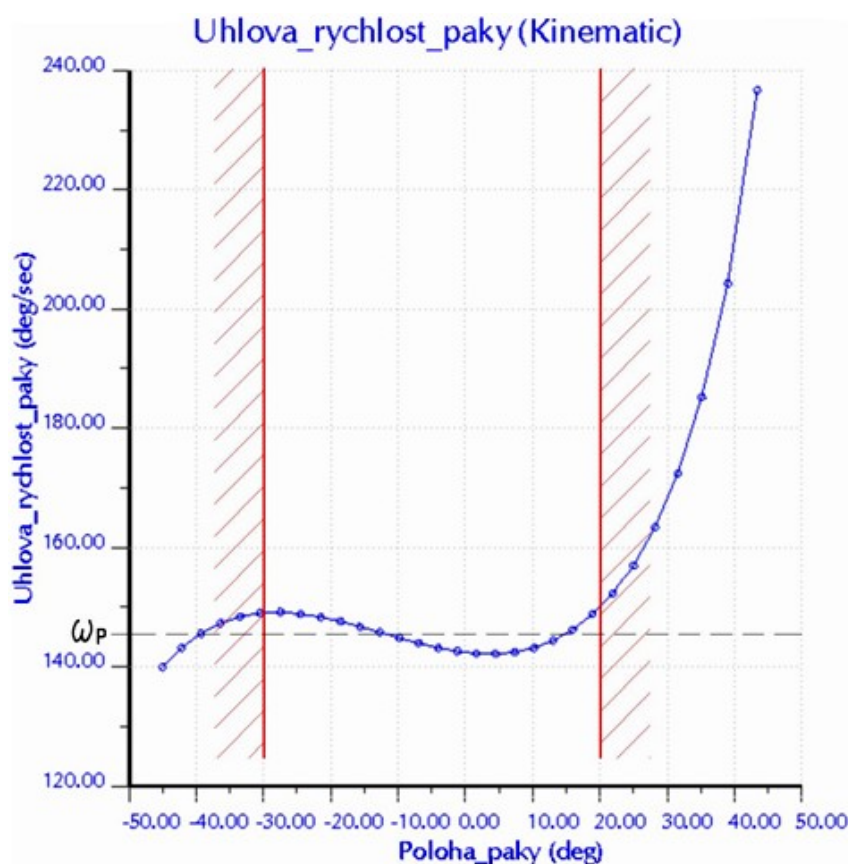
Pro dodržení technologického procesu válcování je stanovena maximální doba zdvihu $t_z = 1$ s. Pro zdvih ramen v krajní poloze sochoru byl stanoven potřebný zdvih sochoru $h = 400$ mm. Z potřebného zdvihu a délky ramene čtyřkloubového mechanismu byl stanoven úhel natočení ramene φ_R a také potřebná úhlová rychlost natáčení na výstupu ω_R .

Úhel natočení ramene (z pravoúhlého trojúhelníku)

$$\sin \varphi_R = \frac{h}{l_3} \rightarrow \varphi_R = \arcsin \frac{h}{l_3} = \arcsin \frac{400}{4700} = 6,5^\circ \quad (8.1)$$

Úhlová rychlost natáčení ramene

$$\omega_R = \frac{\widehat{\varphi_R}}{t_z} = \frac{\varphi_R \cdot \frac{\pi}{180}}{t_z} = \frac{6,5^\circ \cdot \frac{\pi}{180}}{1} = 0,113 \text{ s}^{-1} \quad (8.2)$$



Obr. 8.2: Závislost úhlové rychlosti zdvižné hřídele na úhlu natočení páky

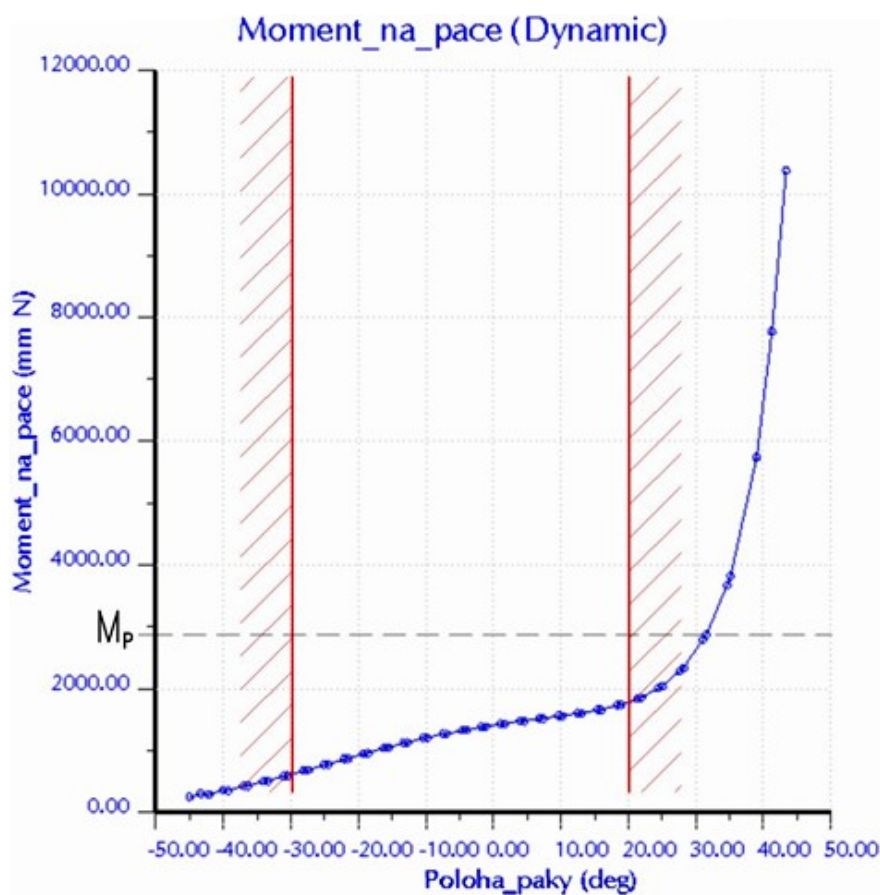
Moment zátěže na rameni je dán tíhou od sochoru, části řetězu, které jsou zvedány ramenem a hmotnosti samotného ramene.

Tab. 8.2: Hodnoty pro určení momentu zátěže na ramenech

Délka řetězu zvedaného rameny	X	6 200	mm
Celková hmotnost ramene	m _R	578	kg
Vzdálenost těžiště ramene od otočného kloubu	D	2 700	mm
Vzdálenost sochoru v krajní poloze od kloubu	L _S	4 200	mm

Moment zátěže na rameni

$$M_R = F_S \cdot L_S + m_R \cdot g \cdot D + m_{lR} \cdot X \cdot g \cdot \frac{X}{2} = 4\,905 \cdot 4,2 + 578 \cdot 9,81 \cdot 2,7 + \\ + 65 \cdot 6,2 \cdot 9,81 \cdot \frac{6,2}{2} = 38\,560 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (8.3)$$



Obr. 8.3: Závislost krouticího momentu na páce svěrného spoje na úhlu natočení páky

Provedená kinetická a dynamická analýza čtyřkloubového mechanismu určila hodnoty pro volbu pohonu (elektromotor + kuželočelní převodovka). Podle průběhu úhlové rychlosti a momentu na páce byl stanoven rozsah natáčení páky. Kdy natočení páky od vodorovné roviny směrem dolů v pracovním rozsahu je $\beta_d = -30^\circ$ a směrem nahoru je brán úhel natočení $\beta_h = +20^\circ$.

Z kinetické analýzy byla určena potřebná úhlová rychlost páky ω_p . Pro dosažení požadovaných vlastností mechanismu na výstupu byla brána hodnota úhlové rychlosti na páce jako střední hodnota křivky v pracovním rozsahu. Pro určení pohonu je pak uvažovaná stejná úhlová rychlost na výstupu z převodovky ω_4 , jako je stejná úhlová rychlost na páce ω_p .

Potřebná hodnota úhlové rychlosti na páce

$$\omega_p \approx 143 \text{ }^\circ\text{s}^{-1} \rightarrow \omega_4 = 143 \cdot \frac{\pi}{180^\circ} = 2,5 \text{ s}^{-1} \quad (8.4)$$

Teoretické otáčky na výstupu z převodovky zdvihu

$$\omega_4 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_4}{60} \rightarrow n_4 = \frac{60 \cdot \omega_4}{2 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 2,5}{2 \cdot \pi} = 23,9 \text{ min}^{-1} \quad (8.5)$$

Pro zajištění zdvihu sochoru pomocí natočení ramen musí být krouticí moment na hnací páce M_p větší maximální moment zátěže M_Z . Z provedené dynamické analýzy (obr. 8.2) je maximální moment zátěže pro polohu páky v horní poloze. Úhel natočení páky v této poloze má hodnotu $\beta_h = +20^\circ$.

Maximální moment zátěže pro zvedání ramen se sochozem v krajní poloze (viz. Obr. 8.3)

$$M_Z \cong 1\,800 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (8.6)$$

Minimální potřebný hnací moment na výstupu z převodovky

$$M_{p, \min} = 6 \cdot M_Z = 6 \cdot 1\,800 = 10\,800 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (8.7)$$

Tab. 8.3: Parametry pohonu zdvihu ramen [19]

Označení motoru	SEW-EURODRIVE DRN200L4		
Typ motoru	Asynchronní třífázový		
Nominální výkon motoru	$P_n =$	30	kW
Otáčky motoru	$n_M =$	1 480	min^{-1}
Krouticí moment	$M_M =$	194	$\text{N}\cdot\text{m}$
Poměrný záběrový moment	$M_A/M_M =$	2,9	
Označení brzdy	SEW-EURODRIVE BE 32		
Typ brzdy	Kotoučová (dva kotouče)		
Brzdný moment	$M_B =$	400	$\text{N}\cdot\text{m}$
Hmotnost motoru včetně brzdy	$m_M =$	345	kg
Označení převodovky	SEW-EURODRIVE K127		
Typ převodovky	Kuželočelní třístupňová		
Skutečný převodový poměr	$i_{p, SK2} =$	62,6	
Průměr výstupní hřídele	$d_{H, PŘ} =$	110	mm
Délka výstupního hřídele	$l_{H, PŘ} =$	210	mm
Hmotnost převodovky	$m_{PŘ} =$	560	kg
Provozní faktor dle výrobce pro zvolenou kombinaci převodovky a motoru	$f_B =$	1,05	

Otáčky na výstupu z převodovky (na hřídeli zdvihu)

$$i_{p, SK2} = \frac{n_M}{n_{2R}} \rightarrow n_3 = \frac{n_M}{i_{p, SK2}} = \frac{1\,480}{62,6} = 23,6 \text{ min}^{-1} \quad (8.1)$$

Výstupní nominální moment na výstupu z převodovky

$$i_{p, SK2} = \frac{M_{3n}}{M_M} \rightarrow M_{3n} = i_{p, SK2} \cdot M_M = 62,6 \cdot 194 = 12\,144 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (8.2)$$

Výstupní záběrový moment na výstupu z převodovky

$$M_{3z} = \frac{M_A}{M_M} \cdot M_{3n} = 2,9 \cdot 12\,144 = 35\,218 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (8.3)$$

Maximální moment zátěže (viz. Obr. 8.3)

$$M_{p, \max} = 1\,700 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Kontrola zatížení zvolené převodovky

$$M_{p, \max} \cdot f_B < M_{3z} \quad (8.4)$$

$$1\,700 \cdot 1,05 < 35\,218 \quad (8.5)$$

$$1\,785 < 35\,218 \rightarrow \text{zvolený pohon vyhovuje podmínce zatížení} \quad (8.6)$$

Kontrola provozních parametrů převodovky

Určení koeficientů f_{Bd} , f_{B1} a f_{B2} viz. Příloha D.

Parametry pro koeficient f_{Bd} :

- Četnost spínání – uvažovaná četnost spínání je $S_{\Sigma 2} = 60 \text{ hod}^{-1}$
- Denní provozní doba zařízení – je uvažován nepřetržitý provoz $\rightarrow P_D = 24 \text{ hod}$
- Rázový stupeň provozu – je uvažován silně nestejnoměrný provoz s velkými rázy \rightarrow
rázový stupeň kategorie III

Podle výše uvedených parametrů byl určen pomocí diagramu od výrobce součinitel $f_{Bd} = 1,5$.

Parametry pro koeficient f_{B1} :

- Teplota provozního okolí – uvažovaná teplota okolí $t_{po} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$
- Rázový stupeň provozu – **rázový stupeň kategorie III**

Podle výše uvedených parametrů byl určen pomocí diagramu $f_{B1} = 1,05$.

Parametry pro koeficient f_{B2} :

- Doba zatížení stroje – uvažovaný provoz po dobu **0,1 minut 60 x za hodinu** \rightarrow

$$ED_T = \frac{0,03 \cdot 60}{60} \cdot 100 = 3 \% \quad (8.7)$$

Podle výše uvedených parametrů byl určen pomocí diagramu $f_{B2} = 0,75$.

Celkový minimální provozní součinitel pohonu

$$f_{B, \text{celk}} = f_{Bd} \cdot f_{B1} \cdot f_{B2} = 1,5 \cdot 1,05 \cdot 0,75 = 1,2 \quad (8.8)$$

$$f_{B, \text{celk}} \leq f_B \quad (8.9)$$

$$1,2 \leq 1,25 \rightarrow \text{Zvolený pohon provozně vyhovuje} \quad (8.10)$$

9. Návrh a kontrola prvků zdvihů ramen

Předběžný návrh průměru hřídele zdvihu z podmínky krutu

$$\tau_{kz} = \frac{M_{kz}}{W_{kz}} = \frac{M_{3n}}{\frac{\pi \cdot d_z^3}{16}} = \frac{16 \cdot M_{3n}}{\pi \cdot d_z^3} \leq \frac{R_{ez}}{k_{SR}} \rightarrow$$
$$\rightarrow d_z \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{3n} \cdot k_{Sz}}{\pi \cdot R_{eR, \min}}} \quad (9.1)$$

Materiál hnací hřídele **ocel 15 142.6** (42CrMo4) \rightarrow minimální mez kluzu **$R_{ez} = 550 \text{ MPa}$** [8]

S ohledem na provozní podmínky je volena statická bezpečnost **$k_{Sz} = 3$** .

$$d_{z, \min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 12\,144 \cdot 10^3 \cdot 3}{\pi \cdot 550}} = 70 \text{ mm} \quad (9.2)$$

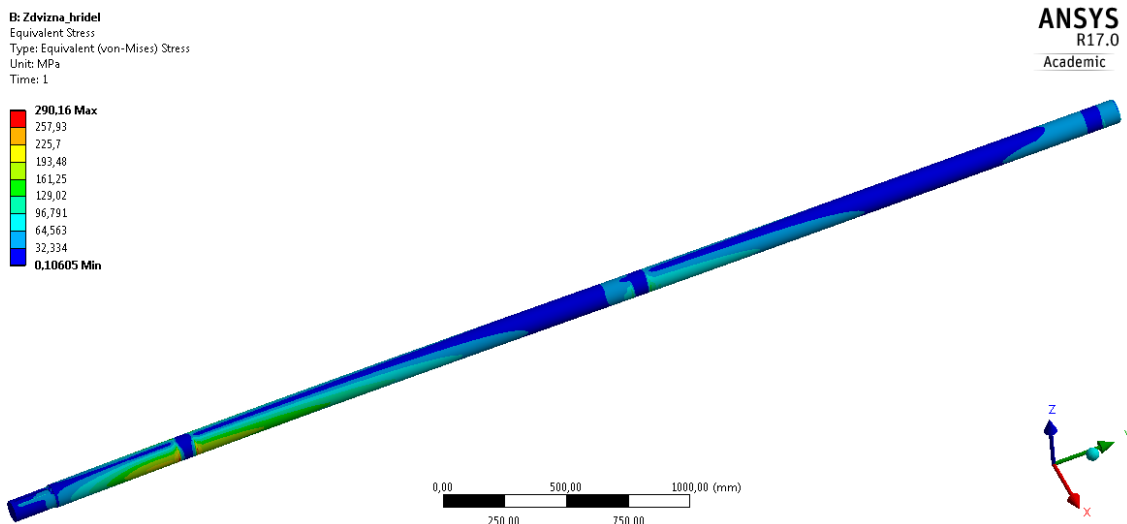
Jelikož nebyl pro návrh brán v úvahu vliv ohybových sil a nebyly zohledněny také koncentrátoři napětí (vruby), tak je volen průměr hřídele **$d_z = 100 \text{ mm}$** . Válcové konce hřídele pro spojky jsou voleny podle výstupního hřídele převodovky, mají tedy průměr **$d_{2z} = 90 \text{ mm}$** .

Úplná pevnostní kontrola hřídele zdvihu

Pro analýzu bylo definováno zatížení od záběrového výstupního momentu $M_{3z} = 35\,218 \text{ N}\cdot\text{m}$. Na každou z hřídelí byla definována polovina tohoto momentu. Toto zatížení je zadáváno ve formě tečné síly F_{tz} působící na hřídel. V místě každého svěrného spoje byla zadána tečná síla odpovídající jedné třetině celkového vstupního momentu. Směr momentů v místě svěrných spojů má opačný směr než vstupní moment. Okrajové podmínky byly definovány obdobně jako v případě hnací hřídele (obr. 5.1 a obr. 5.2).

Tečná síla momentu působící na hřídel zdvihu

$$\frac{M_{3z}}{2} = F_{tz} \cdot \frac{d_z}{2} \rightarrow F_{tz} = \frac{M_{3z}}{d_z} = \frac{35\,218}{0,1} = 176\,090 \text{ N} \quad (9.3)$$



Obr. 9.1: Výsledné redukované napětí na hřídeli zdvihu

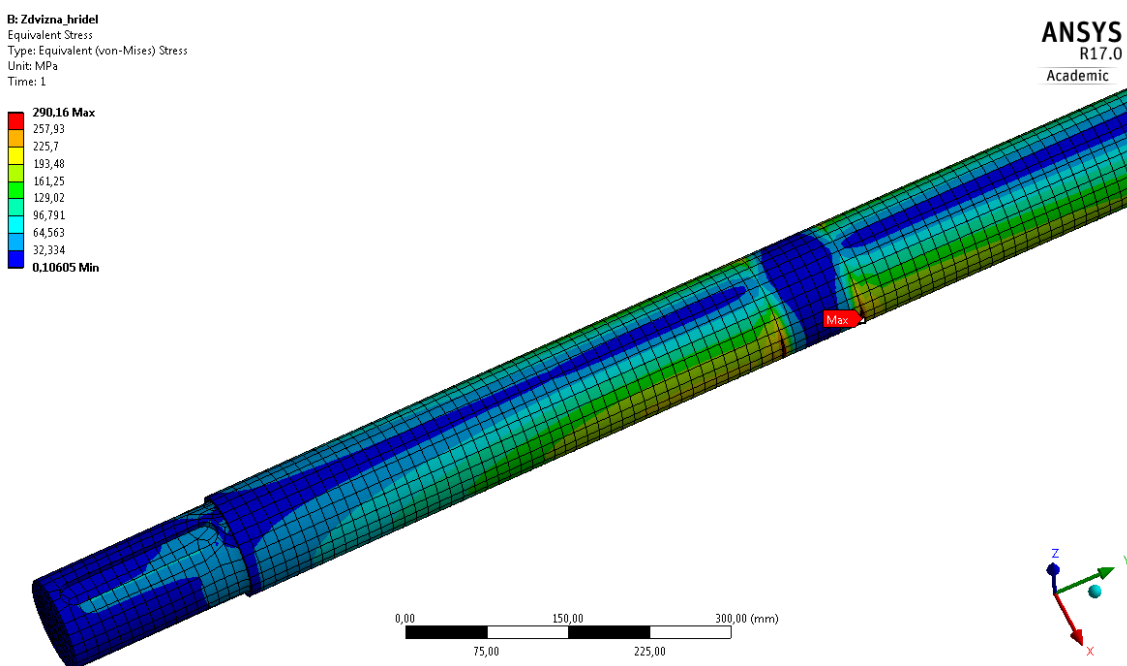
Maximální redukované napětí na hřídeli zdvihu je $\sigma_{z, RED} = 290 \text{ MPa}$.

Výsledná celková statická bezpečnost

$$k_{sz} = \frac{R_{ez}}{\sigma_{z, RED}} = \frac{550}{290} = 1,9 \quad (9.4)$$

$$k_{sz} \leq k_{s, min} \quad (9.5)$$

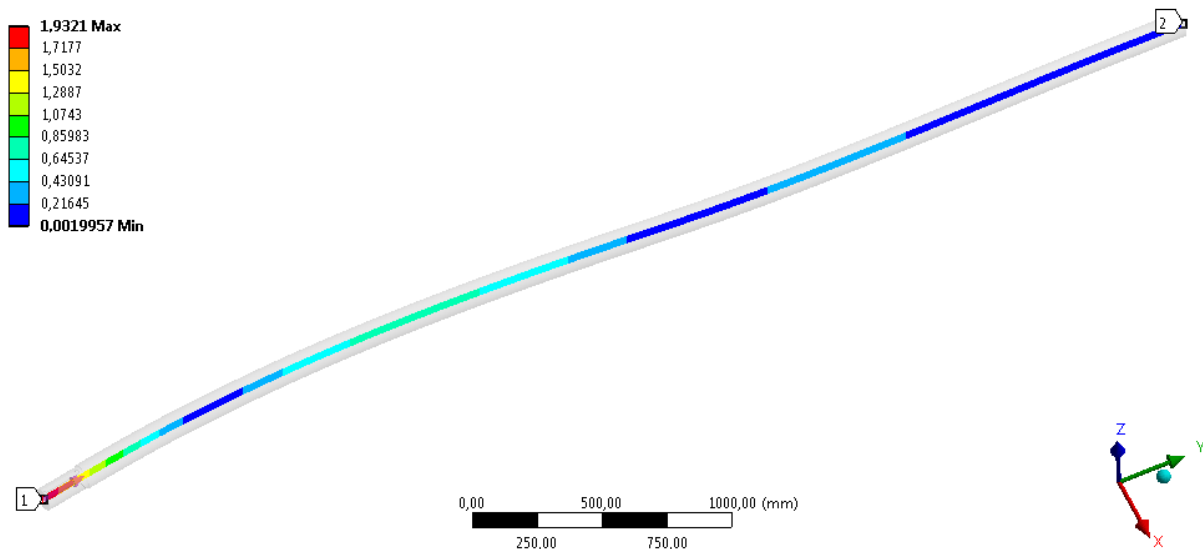
$$1,9 \leq 1,5 \rightarrow \text{hřídel zdvihu staticky vyhovuje} \quad (9.6)$$



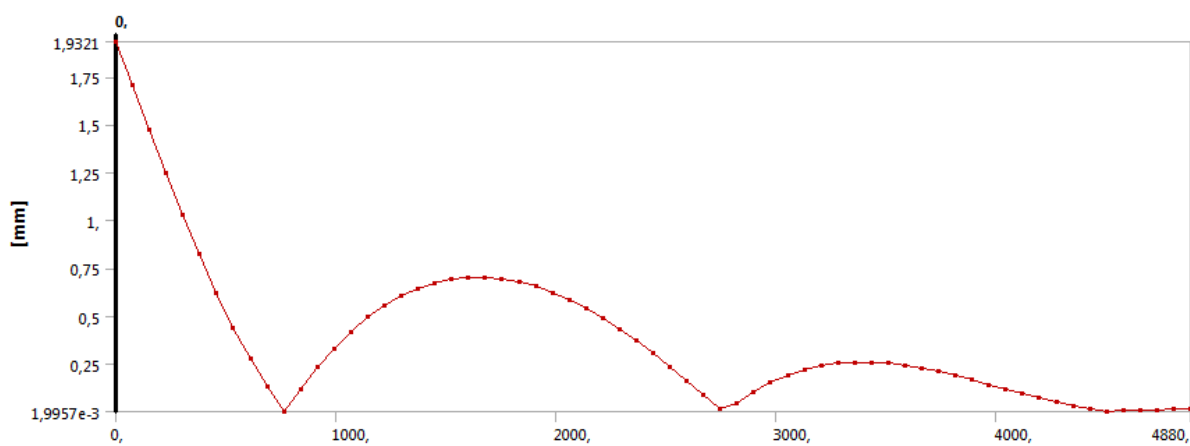
Obr 9.2: Detail umístění místa s maximálním napětím na hřídeli zdvihu

B: Zdvizna_hridel
Total deflection
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1

ANSYS
R17.0
Academic

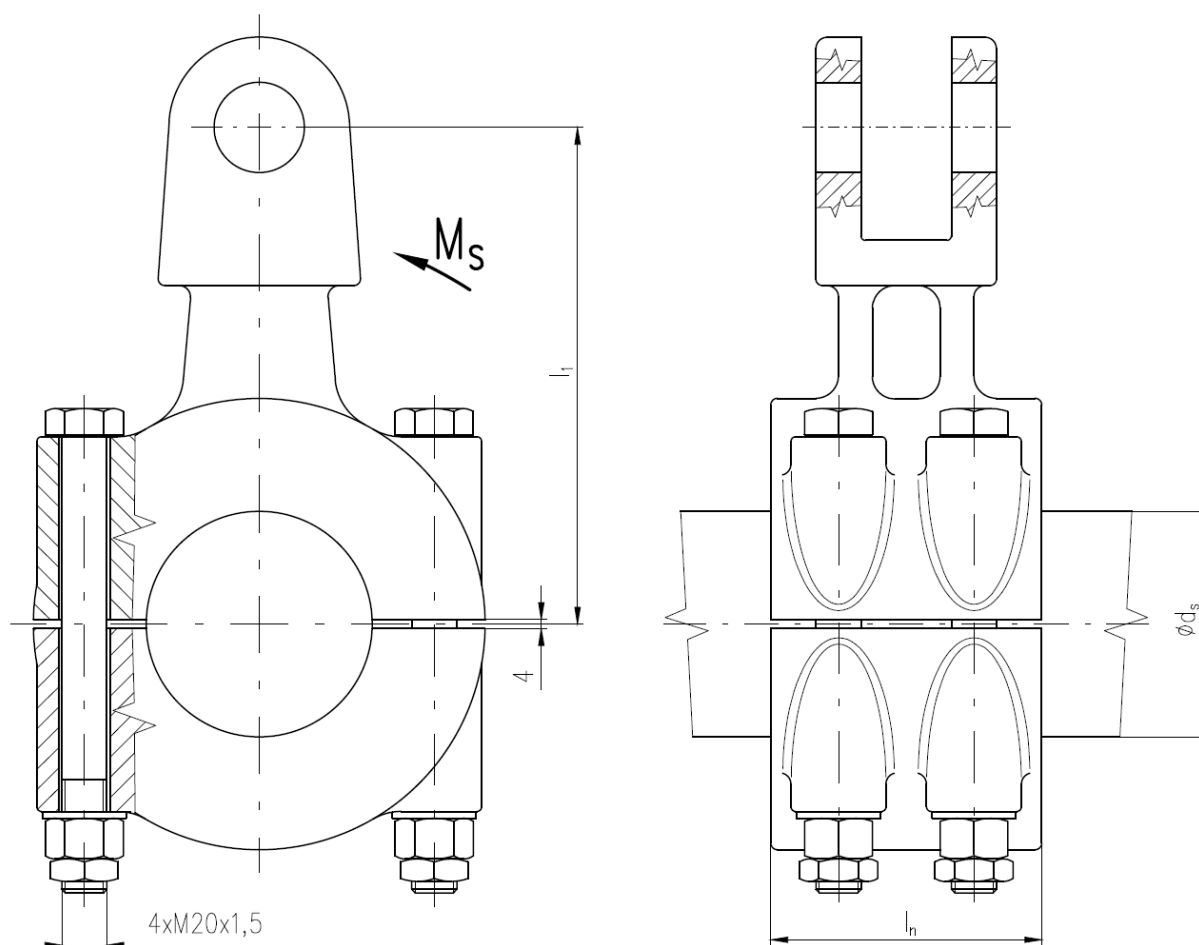


Obr. 9.3: Celkový průhyb hřídele zdvihu se zvětšeným měřítkem vykreslení



Obr. 9.4: Graf průběhu průhybu hřídele zdvihu

Návrh svěrného spoje pro přenos krouticího momentu z hřídele na páku



Obr. 9.1: Svěrný spoj pro přenos momentu ze zdvižné hřídele na páku

Tab. 9.1: Rozměry svěrného spoje mechanismu zdvihu ramen

Průměr hřídele svěrného spoje	$d_s = d_z$	100	mm
Bezpečnost třecí vazby proti prokluzu	k_t	1,3	-
Počet šroubů děleného náboje	I_L	4	ks
Součinitel smykového tření	F_s	0,15	-

Přenášený moment jedním svěrným spojem

$$M_s = \frac{M_{3z}}{6} = \frac{35\,218}{6} = 5\,870 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (9.7)$$

Potřebná osová síla pro přenesení momentu viz [2]

$$F_0 = \frac{\pi \cdot k_t \cdot M_s}{4 \cdot i_L \cdot f_s \cdot d_s} = \frac{\pi \cdot 1,3 \cdot 5\,870}{4 \cdot 4 \cdot 0,15 \cdot 100} = 102\,592 \text{ N} \quad (9.8)$$

Kontrola šroubů svěrného spoje

Podle zatížení a konstrukčního řešení jsou voleny šrouby **M20x1,5 12.9**

Tab. 9.2: Parametry šroubů svěrného spoje zdvihu natáčecích kolejnic

Velký průměr závitu	d	20	mm
Střední průměr závitu	d₂	19,026	mm
Malý průměr závitu	d₃	18,16	mm
Rozteč	P_h	1,5	mm
Úhel profilu	α	60	°
Mez kluzu šroubu pro materiál 12.9	R_{ez}	1 080	MPa
Součinitel smykového tření v závitu šroubu	f_z	0,15	-

Tahové napětí

$$\sigma_{t\bar{s}} = \frac{F_0}{S_{\bar{s}}} = \frac{F_0}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{4 \cdot 102\,592}{\pi \cdot 18,16^2} = 396 \text{ MPa} \quad (9.9)$$

Úhel stoupání závitu

$$\psi = \arctg \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{1,5}{\pi \cdot 19,026} = 1,43^\circ \quad (9.10)$$

Redukovaný třecí úhel v závitu

$$\varphi' = \text{atctg} \frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \text{atctg} \frac{0,15}{\cos\left(\frac{60^\circ}{2}\right)} = 9,83^\circ \quad (9.11)$$

Napětí v krutu

$$\tau_{k\check{s}} = \frac{M_{k\check{s}}}{W_{k\check{s}}} = \frac{F_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\psi + \varphi')}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} =$$

$$= \frac{8 \cdot 102\,592 \cdot 19,026 \cdot \tan(1,43^\circ + 9,83^\circ)}{\pi \cdot 18,16^3} = 165 \text{ MPa} \quad (9.12)$$

Redukované napětí (Guestova hypotéza pevnosti materiálu)

$$\sigma_{RED\check{s}} = \sqrt{\sigma_{t\check{s}}^2 + 4 \cdot \tau_{k\check{s}}^2} = \sqrt{396^2 + 4 \cdot 165^2} = 515 \text{ MPa} \quad (9.13)$$

Statická bezpečnost šroubů svěrného spoje

$$k_{s\check{s}} = \frac{R_{ez}}{\sigma_{RED\check{s}}} = \frac{1\,080}{515} = 2,1 \quad (9.14)$$

Potřebný utahovací moment

$$M_u = M_{tZ} + M_{tM} \quad (9.15)$$

Třecí moment v závitech šroubu

$$M_{tZ} = F_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\psi + \varphi') = 102\,592 \cdot \frac{19,026}{2} \cdot \tan(1,43^\circ + 9,83^\circ) =$$

$$= 189\,000 \text{ N}\cdot\text{mm} = 189 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (9.16)$$

Třecí moment pod maticí

Tab. 9.3: Rozměry podložky a matice šroubů svěrného spoje určené podle [1]

Průměr otvoru podložky (střední řada)	d₀	21	mm
Rozměr matice na klíč	s_K	30	mm
Součinitel tření pod maticí	f_M	0,2	-

Střední průměr kontaktní plochy

$$D_M = \frac{d_0 + s_K}{2} = \frac{21 + 30}{2} = 25,5 \text{ mm} \quad (9.17)$$

Třecí moment pod maticí

$$\begin{aligned} M_{tM} &= F_0 \cdot \frac{D_M}{2} \cdot f_M = 102\,592 \cdot \frac{25,5}{2} \cdot 0,2 = \\ &= 261\,609 \text{ N}\cdot\text{mm} = 262 \text{ N}\cdot\text{m} \end{aligned} \quad (9.18)$$

Celkový utahovací moment

$$M_u = M_{tZ} + M_{tM} = 189 + 262 = 450 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (9.19)$$

Maximální utahovací moment pro šroub M20x1,5 třídy pevnosti 12.9 podle [10]

$$M_{u, \max} = 882 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Kontrola utahovacího momentu

$$M_u < M_{u, \max} \quad (9.20)$$

$$450 < 882 \rightarrow \text{\textbf{\textit{\textbf{Šrouby svěrného spoje vyhovují}}}} \quad (9.21)$$

Návrh délky náboje svěrného spoje z maximálního měrného tlaku podle [5]

$$P_{\max} \leq p_{D6} \rightarrow l_{n, \min} = \frac{k_t \cdot M_s}{f_s \cdot d_s^2 \cdot p_{D6}} \quad (9.22)$$

Materiál náboje je **ocel na odlitky 42 2643** (GE240) \rightarrow dovolené otláčení **$p_{D6} = 50 \text{ MPa}$** .

$$l_{n, \min} = \frac{1,3 \cdot 5\,870 \cdot 10^3}{0,15 \cdot 100^2 \cdot 50} = 104,9 \text{ mm} \quad (9.23)$$

Volím šířku náboje **$l_n = 120 \text{ mm}$**

10. Závěr

Úkolem této diplomové práce je navržení řetězového dopravníku pro přepravu sochoru v hutním průmyslu. Na začátku práce je uvedeny řetězové dopravníky dostupné na trhu. Je také proveden průzkum řetězů pro dopravníky vhodných pro podmínky těžkých provozů.

Navržený řetězový dopravník bude pracovat na středojemné válcovně. Pro přepravu sochoru je voleno 6 nosných řetězů tak, aby byl sochor během přepravy dostatečně podepřen. Vzdálenost mezi řetězy je 2 000 mm. Řetězy se odvalují po rolnách po pevných kolejnicích a otočných ramenech. Pro zajištění synchronního pohybu všech řetězů jsou všechny řetězy poháněny řetězovými koly umístěnými na jedné hřídeli. S ohledem na velmi velkou délku hnací hřídele a možnosti běžné strojírenské výroby je hnací hřídel složena ze dvou částí.

Pro pohon řetězů dopravníků je volen elektromotor s kuželočelní převodovkou výrobce SEW - EURODRIVE. Pro zadané hodnoty byl proveden výpočet určený k návrhu pohonu. Pro oblast hutního průmyslu je typické několikanásobné předimenzování pohonu za účelem dosažení menšího namáhání pohonu a tím i dosažení vyšší spolehlivosti a delší životnosti. Proto je volen elektromotor s vyšším výkonem, než je v zadání práce. V zadání je hodnota výkonu elektromotoru 15 kW. Pro dosažení značného momentového přebytku je volen třífázový asynchronní elektromotor s výkonem 30 kW.

Pro možnost přepravy sochoru je nutné řešení zdvihu ramen na vstupní i výstupní straně dopravníku. Na vstupní straně dopravníku je sochor pomocí zdvihu zvedán z válečkové tratě válcovací stolice. Na výstupní straně dochází ke spouštění sochoru na válečkovou trať ohřívací pece. Zvedání a spouštění natáčecích kolejnic je realizováno pomocí čtyřkloubového mechanismu. Pro vstupní i výstupní stranu dopravníku je použit stejný mechanismus. Pro zajištění nezávislé realizace zvedání a spouštění je pro každou stranu použit samotný pohon. Pro pohon zdvihu jsou tedy na celém zařízení použity dva elektromotory s kuželočelními převodovkami. Každý z elektromotorů má výkon 30 kW.

Kritickým prvkem z hlediska životnosti celého zařízení jsou řetězy. Během provozu zařízení dochází ke smykovému tření mezi rolnou a pouzdrem řetězu. V tomto místě dochází tedy i k největšímu opotřebení součástí řetězů. Pro dosažení delší životnosti řetězů je jednou z možností použití speciálních povlaků na kontaktní plochy (např. Wolframový nástřík). Druhou z možností je eliminace smykového tření pomocí valivých ložisek. Touto metodou by došlo k výraznému zvýšení životnosti. Jeden řetěz dopravníku však má 142 článků a na dopravníku je použito 6 řetězů. Proto by náklady na zvýšení životnosti řetězů pomocí nástříku i valivých ložisek vyžadovaly velké finanční náklady.

11. Seznam použité literatury

- [1] BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: *Části strojů 1*. Praha: SNTL, 1990, 775 s. ISBN 80-03-00046-7.
- [2] BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: *Části strojů 2*. Praha: SNTL, 1990, 707 s. ISBN 80-03-00046-8.
- [3] DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I: Spojovací části strojů. Návrh, výpočet, konstrukce*. 1. vydání. Ostrava: Montanex a.s., 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
- [4] DRASTÍK, F. a kol.: *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex a.s., 1999, 722 s. ISBN 80-85780-95-X.
- [5] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře – části pohonů strojů*. Skriptum. Ostrava: VŠB – TUO, 2012, 128s. ISBN 978 – 80 – 248 – 1860 – 3.
- [6] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře – části spojovací*. Skriptum. Ostrava: VŠB – TUO, 2007, ISBN 978 – 80 – 248 – 1290 – 8.
- [7] KALÁB, K.: *Návrh, výpočet, montáž, mazání a údržba řetězového převodu*. Vysokoškolská příručka. Ostrava: VŠB - TUO, 2014.
- [8] LEINVEBER, J. – VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2008, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [9] MARTÍNEK, P.: *Transportní zařízení*. Skriptum. Ostrava: VŠB - TUO, 1993, 109 s. ISBN 80-7078-165-3.
- [10] MORAVEC, Z.; HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Skriptum. Ostrava: VŠB – TUO, 2008, 64 s. ISBN 80-248-0878-1.
- [11] NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje*. Skriptum - 2. dopl. vyd. Ostrava: VŠB - TUO, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8.
- [12] SHIGLEY, J.; MISCHKE CH., R.; BUDYNAS, R.: *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [13] VIMMR, J.: *Kinematické řešení čtyřkloubového mechanismu*, podklady ke cvičení z předmětu mechanika 2. Plzeň: ZČU, 2010.
- [14] BONFIGLIOLI: *Gear couplings NGA*, 2008. Firemní katalog.
- [15] DONGHUA: *Conveyor chains for steel mill*, 05/2011. Firemní katalog.
- [16] HABERKORN: *Pohonné elementy*, 2013. Hlavní firemní katalog.
- [17] HABERKORN: *Kompletní katalog řetězů Donghua*, 2011. Firemní katalog.

- [18] SEW – EURODRIVE: *AM adapter for flange electromotors*, 2007. Firemní katalog.
- [19] SEW – EURODRIVE: *Gearmotors DRN*, 03/2015. Firemní katalog.
- [20] SKF: *Spherical roller bearings*, 03/2007. Firemní katalog.
- [21] SKF: *Split plummer housing blocks SNL and FSNL*, 09/2011. Firemní katalog.
- [22] SKF: *Y - bearings and Y - bearings units*, SKF, 06/2013. Firemní katalog.
- [23] TSUBAKI: *Custom made chains and chain products*, 2008. Firemní katalog.
- [24] ZKL: *Valivá ložiska*, 03/2013. Hlavní firemní katalog.

- [25] BROOKS: *Chain conveyor systems* [online]. [cit. 2017-04-10]. URL:
<<http://www.britishconveyorchain.com/ancillaries.php>>
- [26] EFATIQUE: *Stress concentration factor finder* [online]. [cit. 2017-04-03]. URL:
<<https://www.efatigue.com/constantamplitude/stressconcentration/#a>>
- [27] STRAND: *Řetězový dopravník 500* [online]. [cit. 2017-04-11]. URL:
<<http://strand.cz/produkty/retezovy-dopravnik/>>
- [28] TMT: *4333 Řetězový dopravník* [online]. [cit. 2017-04-25]. URL:
<<http://katalog.tmt.cz/4333-retezovy-dopravnik>>
- [29] Ždas: *Kusové dodávky pro válcovny a linky* [online]. [cit. 2017-04-28]. URL:
<<http://www.zdas.cz/cs/content.aspx?catid=23>>

- [30] ČSN 02 2505 – *Tangenciální klíny, přiřazení k hřídelům*. Praha, 1962.

Seznam příloh

Příloha A: Grafy pro volbu součinitelů pohonu řetězů

Příloha B: Rozměrové schéma pohonu řetězů

Příloha C: Kontrola ložisek na hnací hřídeli

Příloha D: Grafy pro volbu součinitelů pohonu zdvihu

Příloha E: Rozměrové schéma pohonu zdvihu

Příloha F: Kontrola ložisek na hřídeli zdvihu

Příloha G: Parametry a rozměry zubové spojky pro pohon řetězů i zdvih ramen

Příloha H: Určení dovoleného otláčení pro materiál rolny

Výkres sestavení řetězového dopravníku MIC-0207-00

Kusovník pro sestavy dopravníku MIC-0207-00-K

Schéma připojovacích rozměrů sestavy MIC-0207-00-M

Výkres sestavení nosného řetězu MIC-0207-00-01

Výkres svařence bočnice vnitřního článku MIC-0207-00-01-01

Výrobní výkresy jednotlivých dílů

svařence vnitřní bočnice MIC-0207-00-01-01-01 až MIC-0207-00-01-01-03

Výrobní výkresy jednotlivých dílů

nosného řetězu MIC-0207-00-01-02 až MIC-0207-00-01-09

Výkres svařence hnacího řetězového kola MIC-0207-00-06X

Výrobní výkres hnacího řetězového kola MIC-0207-00-06

Výrobní výkresy jednotlivých dílů

svařence hnacího řetězového kola MIC-0207-00-06-01 až MIC-0207-00-06-03

Výrobní výkres hnacích hřídelů MIC-0207-00-20 a MIC-0207-00-21

Elektronická verze diplomové práce na CD